

UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR

*Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos
Área de Ingeniería Térmica*



Ingeniería Industrial

PROYECTO FIN DE CARRERA

**DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR
TÉRMICA MULTIPROPÓSITO PARA UN EDIFICIO
DE VIVIENDAS EN SANTANDER**

Autor: José Alberto Herreruela Martín

Tutora: Pedro A. Rodríguez Aumente

Diciembre 2010

Índice

1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS.	1
1.1 Introducción.	1
1.1.1 Contexto energético actual.	2
1.1.2 Contexto energético español.	3
1.1.3 Energía solar.	5
1.1.4 Tecnología solar.	7
1.1.5 Aplicaciones de energía solar térmica.	10
1.2 Objetivo del proyecto.	11
2. DESCRIPCIÓN DEL EDIFICIO.	12
2.1 Emplazamiento.	12
2.2 Descripción.	12
3. LEGISLACIÓN Y NORMATIVA APLICABLE.	16
4. CONDICIONES CLIMÁTICAS.	17
4.1 Zonas climáticas.	17
4.2 Condiciones climáticas de Santander.	18
4.3 Radicación solar	21
4.3.1 Radiación incidente sobre superficie horizontal.	21
4.3.2 Influencia de la orientación e inclinación.	22
4.3.3 Radicación sobre el plano inclinado.	25
5. DEMANDA DE AGUA CALIENTE SANITARIA.	27
6. CARGAS TÉRMICAS.	30
6.1 Cargas de calefacción.	30
6.1.1 Cargas a través de paredes, techo y suelo.	30
6.1.2 Transmisión de calor a través de superficies acristaladas.	35
6.1.3 Carga por ventilación.	35
6.1.4 Cargas por infiltraciones.	37
6.1.5 Otras cargas.	38
6.1.6 Demanda energética por calefacción.	39

6.2 Cargas de refrigeración.	39
6.3 Cargas de climatización de piscina.	40
6.4 Demanda energética del edificio.	42
7. DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN.	44
8. DISEÑO DE LA INSTALACIÓN.	50
8.1 Colectores solares.	50
8.1.1 Descripción de los colectores.	50
8.1.2 Fluido de trabajo en el circuito primario.	51
8.1.4 Pérdidas térmicas en los colectores.	61
8.2 Cálculo de la instalación de ACS.	62
8.3 Cálculo de la instalación de ACS con calefacción y piscina climatizada.	65
9. DIMENSIONADO DE LA INSTALACIÓN.	71
9.1 Diseño del sistema de acumulación solar.	71
9.2 Diseño de los sistemas de intercambio.	72
9.3 Diseño del circuito hidráulico.	75
9.3.1 Tuberías.	75
9.3.2 Sistemas de bombeo.	76
9.3.4 Vasos de expansión.	80
9.4 Diseño del sistema eléctrico y de control.	82
9.5 Diseño del aislamiento.	82
9.6 Diseño del sistema de calefacción.	82
9.7 Diseño del sistema de climatización de la piscina.	83
9.8 Diseño del sistema de energía auxiliar.	84
10. ESTUDIO DE IMPACTO AMBIENTAL.	87
10.1 Ahorro energético.	87
10.2 Emisiones de gases contaminantes y de CO ₂	89
11. ANÁLISIS ECONÓMICO.	92
11.1 Presupuesto.	92
11.2 Viabilidad económica.	96
12. CONCLUSIONES.	100

13. BIBLIOGRAFIA.....	101
<i>Anexo 1 Índice de figuras.</i>	<i>103</i>
<i>Anexo 2 Índice de tablas.....</i>	<i>104</i>
<i>Anexo 3 Nomenclatura.</i>	<i>107</i>
<i>Anexo 4 Planos.....</i>	<i>113</i>
<i>Anexo 5 Hojas de características.</i>	<i>114</i>

1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS.

1.1 Introducción.

El concepto de “energía” se define de forma genérica como la capacidad para realizar trabajo. La energía cumple un papel fundamental en el desarrollo de cualquier proceso físico.

La energía está presente en todas las actividades que mueven nuestro mundo y que permiten la vida, constituye el requisito primario e indispensable para poner en marcha la economía y posibilita la producción de bienes y servicios.

En la historia de la utilización de la energía por parte del ser humano se pueden distinguir, a grandes rasgos, varias fases según el nivel de energía aprovechado.

Durante millones de años el género homo vivió con la única energía de los procesos metabólicos de su propio cuerpo, obtenida gracias a los alimentos que ingería. Con el descubrimiento del fuego, el ser humano comenzó a utilizar la biomasa de su entorno para calentarse y cocinar los alimentos. Esta fue la primera forma de aprovechamiento de energía externa a la energía propiamente corporal.

La revolución neolítica supuso un salto cualitativo en la utilización de energía. La domesticación de animales y plantas en la agricultura proporcionó un excedente energético que posibilitó un aumento de la población y el surgimiento de las primeras poblaciones estables y civilizaciones agrarias.

Se observa un creciente uso y disponibilidad de energía gracias a una cada vez mayor transformación de la naturaleza para usos humanos. Estas tres fases comparten en común la característica de que la energía utilizada es renovable. Además las actividades humanas funcionan cerrando los ciclos materiales, es decir, todos los residuos se reutilizan para volver a producir alimentos y materiales.

Es durante la revolución industrial, a partir del siglo XIX, con el inicio de la utilización masiva de combustibles fósiles, cuando se da un paso de gigante en el uso de energía por parte del ser humano. La disponibilidad de grandes cantidades de energía “barata”, permite un desarrollo de la técnica y la capacidad de producción de bienes, servicios y alimentos.

El desarrollo industrial, sigue una lógica lineal en que las materias primas, materiales y energéticas se extraen, se procesan, se consumen y se desechan los residuos generados. Esto supone el agotamiento de los recursos no renovables y la saturación de los sumideros naturales, que no son capaces de reutilizar el volumen de residuos peligrosos generados por el funcionamiento de la sociedad industrial.

Las principales fuentes energéticas usadas hoy en día, son combustibles fósiles y nucleares, energías no renovables que se encuentran en la naturaleza en una cantidad limitada y una vez consumida, no pueden regenerarse en una escala de tiempo comparable a la de consumo. Estos combustibles son fruto de la acumulación de restos orgánicos y minerales en la naturaleza durante millones de años, reduciéndose drásticamente gran parte de sus reservas en los últimos cien años.

De aquí, que resulte tan importante realizar un cambio en el sistema energético. Este cambio se debe desarrollar en varios ámbitos: por un lado, deben tomar mayor peso las energías renovables; también se debe hacer un uso energético más eficiente, en el que se mejore los rendimientos; así como una reducción del consumo energético. Consiguiendo con esto un desarrollo más sostenible.

Además del futuro agotamiento de los combustibles tradicionales, la política energética actual presenta otros problemas medioambientales y sociales. Como el aumento de la concentración de gases de efecto invernadero en la atmósfera, y gases contaminantes, debido a la ignición de los combustibles. Socialmente, existe un desequilibrio en el consumo de energía, entre distintos países y entre las distintas clases sociales.

1.1.1 Contexto energético actual.

En el contexto energético actual, se configura la necesidad de un futuro orientado hacia la diversidad de las distintas fuentes de energía, con un aumento significativo en la utilización de energías renovables, y en la eficiencia energética.

Este contexto está caracterizado por una dependencia de los combustibles fósiles. El consumo energético mundial, según la Agencia Internacional de la Energía, se puede observar en la siguiente gráfica:

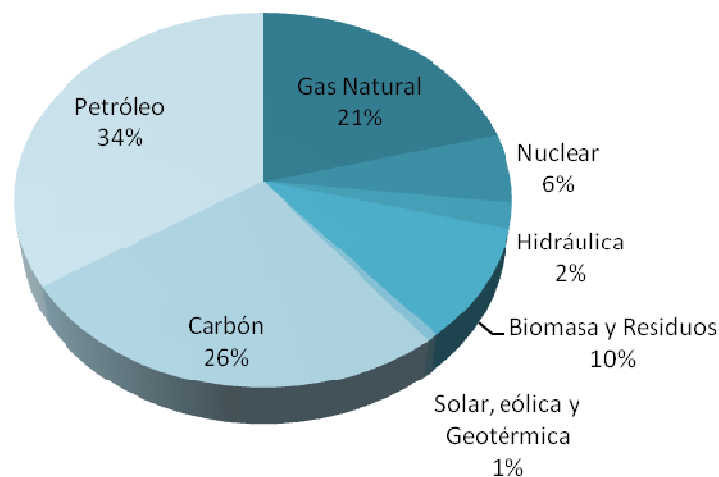


Figura 1.1: Consumo energético mundial en 2007.

En la actualidad la comunidad científica y los organismos gubernamentales impulsan el desarrollo de sistemas energéticos alternativos a los empleados actualmente. Algunas de las causas de la promoción de estos sistemas son:

- Incremento de la concienciación de la población ante el cambio climático y la posible crisis medioambiental que parece provocará el brusco incremento de las concentraciones de gases de efecto invernadero.

- Las reservas de crudo y gas, principales fuentes actuales de energía, están concentradas en pocos países, tratando por medio del desarrollo de otros sistemas energéticos de ganar independencia y reducir así la fragilidad de la economía por causas externas.

-Las predicciones de reservas de los combustibles fósiles, según BP-Estadísticas, en el 2007, son de: poco más de 40 años para el petróleo (742.7 billones de barriles), algo más de 60 años para el gas natural (más de 181 trillones m³), 155 años para el carbón, de 77 años a 200 años para el uranio. Todo ello para el ritmo de consumo actual.

El petróleo es el combustible más importante y él que las predicciones dicen que se acabará antes. Para el gas natural se estima una duración un poco superior a la del petróleo. Estos dos combustibles representan un 54,9% del consumo energético mundial.

El carbón representa en el consumo mundial un 26,5%, por lo que para sustituir a estos dos combustibles, se tendría que multiplicar de tres a cuatro veces su consumo, por lo que su duración sería menor a 50 años. Con la energía nuclear, pasaría algo similar, su aporte energético mundial es del 5,9%, con las estimaciones más optimistas de duración de 200 años del uranio, para aumentar su consumo que represente, por ejemplo, un 50% de consumo energético mundial actual, su duración sería de unos 27 años.

Con todo esto, en el desarrollo de los nuevos sistemas energéticos tendrán especial importancia las denominadas fuentes de energía renovable como son la eólica, las distintas variantes de aprovechar la energía solar, biomasa..., siendo su implantación actual cercana al 13% de la energía mundial consumida.

Y para que todas estas energías sean una alternativa, se necesitan de todas ellas, ya que su posible explotación es variable, y dependen de la climatología, condiciones ambientales, etc., que no se pueden controlar. De ahí también la necesidad de crear un sistema de almacenamiento robusto para poder nivelar la producción energética con la demanda.

La energía solar se establece como una energía primordial para el cambio, aunque todavía queda recorrido para su aplicación más generalizada, su comercialización y su producción en serie, y logre ser una tecnología competitiva.

1.1.2 Contexto energético español.

En los últimos años se ha realizado un gran incremento en la implantación energética solar. En el caso de la energía solar fotovoltaica ha venido dado por las grandes primas en la generación de electricidad, a través del Real Decreto 661/2007, provocando un gran incremento en la instalación de campos solares hasta la llegada del Real Decreto 1578/2008, donde realiza una reducción de éstas, ya que se había sobrepasado muy ampliamente los objetivos previstos en implantación de paneles fotovoltaicos.

Respecto a la energía solar termoeléctrica, se han puesto en funcionamiento las centrales solares de torre central PS10 y PS20. También se han construido varias centrales de colectores cilindro-parabólicos. Así como el estudio de tecnología disco Stirling, para su implantación.

Además del incremento de instalaciones solares para producción de electricidad, se ha ampliado en gran medida los parques eólicos, teniendo un papel muy importante en la generación eléctrica actual. Las energías renovables producen un 35,4% de la generación eléctrica, produciendo un gran aumento en los últimos años.

A pesar de estas mejoras, el consumo eléctrico representa un 21,4% con respecto al consumo energético total en el 2009 en España, y fuera de la generación eléctrica, las energías renovables tienen un peso mucho menor. Por lo que es necesario aumentar el esfuerzo para la implantación de sistemas alternativos en otros ámbitos como es el caso de los transportes, que representa un 39% del consumo energético, según el IDAE para el año 2004, y donde las fuentes primarias son en su mayoría derivados del petróleo. Se puede observar el consumo de energía primaria en la siguiente tabla (datos del IDAE):

Fuentes	Energía primaria (ktep)	Estructura (%)
Nuclear	13.742	10,40%
Carbón	10.583	8,10%
Gas Natural	31.078	23,54%
Petróleo	63.674	48,60%
Hidráulica	2.257	1,70%
Eólica	3.149	2,40%
Biomasa	4.383	3,40%
Biogás	215	0,20%
RSU	392	0,30%
Biocarburantes	1.058	0,80%
Geotérmica	9	0,01%
Solar Fotovoltaica	520	0,40%
Solar Termoeléctrica	39,4	0,03%
Solar Térmica	159	0,12%

Tabla 1.1: Consumo de energía primaria en 2009.

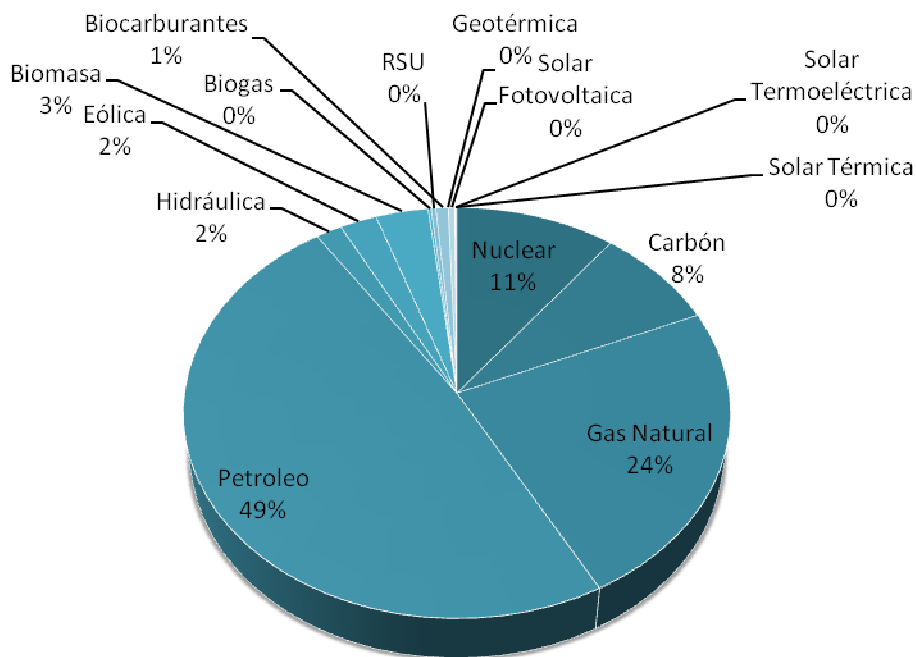


Figura 1.2: Consumo energético primaria en España en 2009.

El ámbito doméstico representa un 17% del consumo energético total, donde dos tercios son para la calefacción y para el ACS.

La aprobación del Código Técnico de la Edificación en el 2006, establece la obligatoriedad de instalar paneles solares térmicos en la construcción de nuevos edificios para cubrir parte de las necesidades de consumo de ACS. Lo que ha supuesto un aumento de su instalación y lo que asegura su futura implantación.

1.1.3 Energía solar.

Entre las energías que configuran el nuevo orden energético destaca la solar. La cual se identifica como una fuente de gran transcendencia en el futuro para construir un desarrollo sostenible.

El Sol es la principal fuente de energía para todos los procesos que tienen lugar en el planeta. Su actividad está basada en las continuas reacciones atómicas de fusión nuclear que convierten el hidrógeno en helio en el interior del astro, liberando gran cantidad de energía, en forma de rayos solares. Una parte de esta energía llega a la Tierra en forma de radiación electromagnética. Desde la perspectiva humana, la fuente energética solar puede considerarse como inagotable.

Irradia en un segundo más energía que la consumida por la humanidad en toda su historia. La Tierra recibe en el exterior de su atmósfera una potencia total de 173.000 TW.

En términos termodinámicos la Tierra es un sistema abierto en energía y cerrado en materiales. El planeta recibe del Sol un flujo constante de energía de alta

calidad y emite al espacio la misma cantidad de energía en forma de radiación de baja calidad de manera que el balance energético total sea nulo. El trabajo resultante de la degradación de energía solar de alta calidad en radiación de baja calidad es el que moviliza todos los ciclos naturales y procesos de la vida como el ciclo del agua, el tiempo meteorológico o el proceso de fotosíntesis realizado por las plantas.

No toda la radiación sobrepasa las capas altas de la atmósfera, siendo atenuada según la composición instantánea de la atmósfera que atraviesa. En términos medios sólo el 47% de la radiación incidente sobre la atmósfera terrestre alcanza la superficie del planeta. El 30% lo hace directamente y el otro 16% después de ser dispersada por polvo en suspensión, vapor de agua y moléculas del aire. La energía restante es reflejada hacia el espacio exterior o absorbida en la atmósfera. Esto supone un aporte de aproximado de 1.000 W/m^2 .

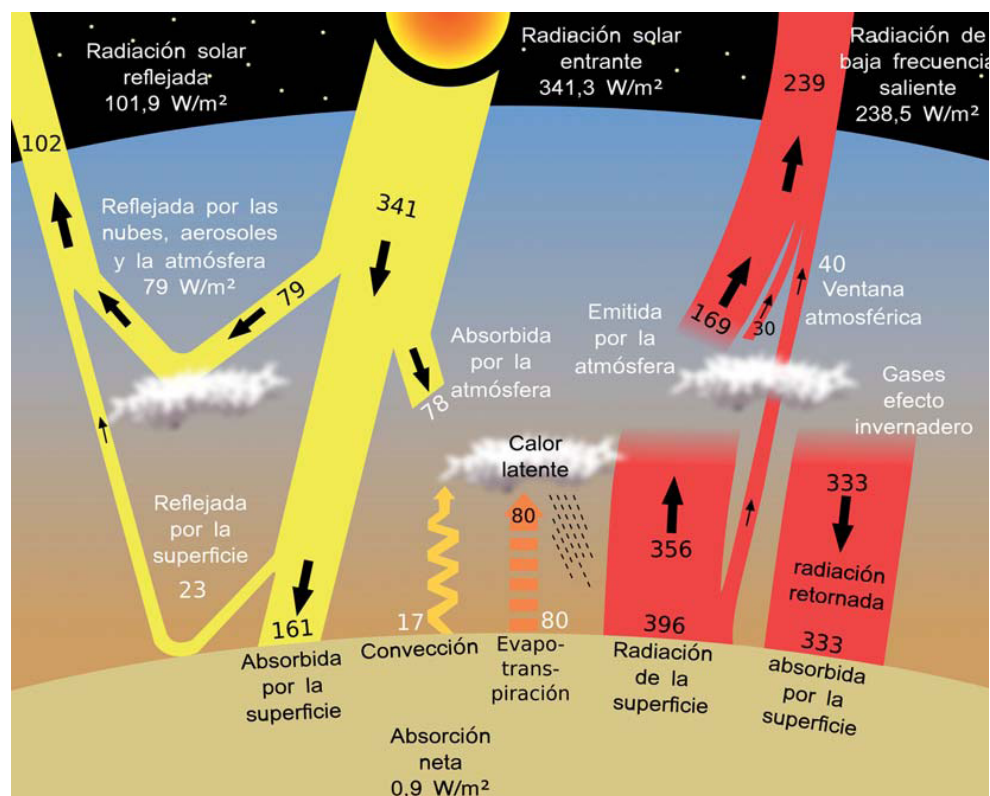


Figura 1.3: Radiación solar.

No todas las superficies reciben la misma cantidad de energía, ya que el eje de rotación de la Tierra con respecto al plano que contiene la trayectoria de la Tierra alrededor del Sol tiene una inclinación de $23,45^\circ$, provocando que cambie la intensidad a lo largo del año. La declinación solar hace que los mayores valores de radiación no se den en el ecuador, si no en los trópicos de Cáncer y Capricornio.

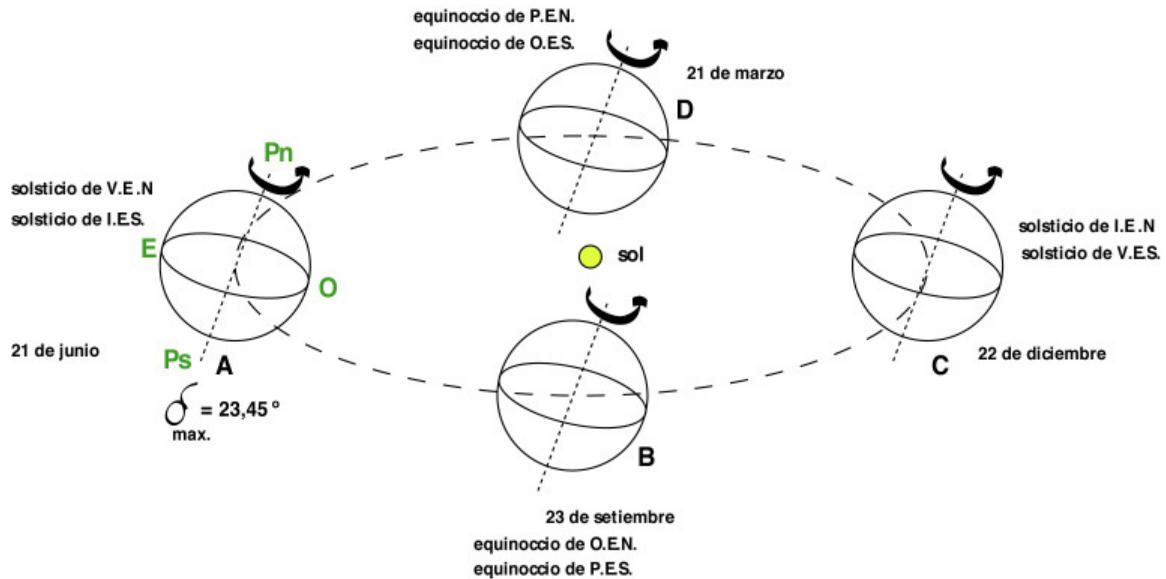


Figura 1.4: Posición de la Tierra a lo largo del año.

La radiación solar varía dependiendo del lugar, del día del año, de la hora del día y especialmente de las condiciones atmosféricas, disminuyendo drásticamente la intensidad de la radiación en los días nublados, y siendo el factor más importante para poder calcular la energía que llega a una zona concreta.

En los días nublados predomina la radiación difusa, que es la que llega a la superficie sin orientación determinada, frente a la radiación solar directa que es aquella que llega a la superficie sin haber sufrido cambios de dirección.

1.1.4 Tecnología solar.

Los métodos principales para utilizar la energía solar en la actualidad se pueden dividir en energía solar térmica y fotovoltaica.

Los sistemas fotovoltaicos transforman directamente la radiación solar en energía eléctrica de corriente continua. El efecto fotovoltaico se produce cuando la radiación incide sobre un material semiconductor, en el que se han creado artificialmente dos regiones, que contiene orificios cargados positivamente y electrones adicionales. La unión de estos materiales, al ser expuesta a la luz, genera un campo electrostático constante, lo que produce un movimiento de electrones (corriente continua) que fluyen al cerrar el circuito con una carga externa.



Figura 1.5: Instalación fotovoltaica.

Se denomina “térmica” a la energía solar cuyo aprovechamiento se logra calentando algún fluido. Actualmente, la mayoría de las instalaciones que aprovechan el poder térmico del Sol lo hacen calentando agua para fines domésticos e industriales, aunque es sólo una de las maneras de aprovecharla, abarcando también la generación eléctrica y diversas formas de uso de calor.

La energía solar térmica se puede dividir en los sistemas de bajas temperaturas y los de medias o altas temperaturas.

La energía solar térmica de baja temperatura aprovecha la radiación solar para calentar un fluido a través de un colector, almacenando ese calor o directamente llevándolo al punto de consumo.

La energía solar térmica de medias y altas temperaturas, se utilizan principalmente para la generación de electricidad y se denomina energía solar termoeléctrica. Ésta consiste en el empleo de la radiación solar incidente sobre una superficie para el calentamiento de un fluido que se hace pasar posteriormente por una etapa de turbina para la generación de electricidad. Las centrales solares para producción de electricidad implican en todos los casos sistemas de concentración y, en general, sistemas de almacenamiento (aunque no siempre son necesarios). Habitualmente se usan concentradores solares por reflexión para alcanzar las temperaturas requeridas en la operación de los ciclos termodinámicos.

La tecnología en la concentración solar consiste en la instalación de espejos que reúnen la radiación directa del Sol de forma puntual o lineal (la lineal es más fácil de instalar pero alcanza temperaturas menores). La radiación se recoge por unos receptores que transmiten el calor al fluido de trabajo. El fluido caloportador se introduce en un sistema conversor de potencia, usándose principalmente las turbinas de vapor, mediante ciclo Rankine y los motores Stirling, aunque se pueden usar con otros sistemas. Aquí es transformada la energía térmica en eléctrica. También se puede incluir apoyo fósil para dar una mayor estabilidad al sistema.

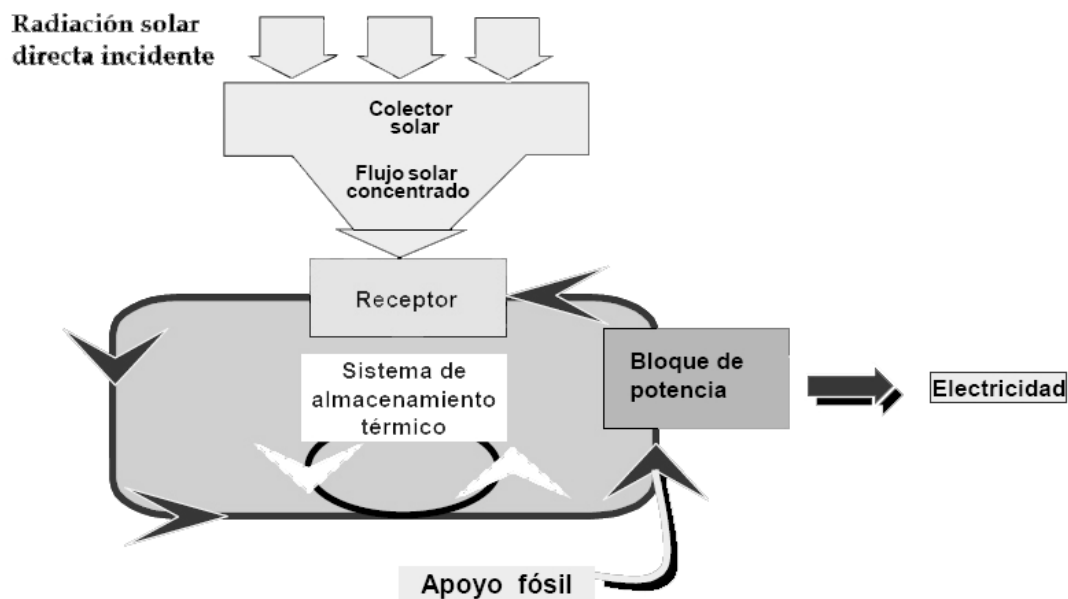


Figura 1.6: Esquema de una central solar termoeléctrica.

También existen otros métodos de aprovechar la energía solar, mediante sistemas pasivos, utilizados en la arquitectura bioclimática, que consisten en usar determinados elementos arquitectónicos para aprovechar el calor del Sol y la ventilación natural. Un edificio mal orientado, o con materiales de construcción inadecuados, puede llegar a consumir el doble de energía que uno similar bien diseñado y orientado.

El tipo de carpintería resulta determinante a la hora de conseguir una temperatura cálida en el interior de una vivienda. Algunos materiales como el hierro y el aluminio, presentan una conductividad térmica alta, a diferencia de otros como la madera o el hormigón.

Otros principios a tener en cuenta en la arquitectura bioclimática son la orientación y la envolvente en un edificio. En lugares fríos interesa que los cerramientos de mayor superficie acristalada y las habitaciones de mayor uso estén orientadas al sur para aprovechar el calor solar. Mientras que las ventanas y las superficies orientadas hacia el norte deberán ser lo más pequeñas posibles para proteger la vivienda del viento y el frío. En zonas calurosas interesaría lo contrario.

La vegetación también puede contribuir al ahorro de energía. Ubicados en lugares adecuados pueden proporcionar sombra y protección ante el viento.

En definitiva, la arquitectura bioclimática combina una serie de principios elementales que aplicados a la construcción, pueden llegar a producir un gran confort, y un ahorro energético significativo, con una vida análoga a la del edificio.

1.1.5 Aplicaciones de energía solar térmica.

Las aplicaciones más extendidas de la energía solar térmica de baja temperatura son el calentamiento de agua sanitaria, calefacción por suelo radiante, uso para procesos industriales, climatización de piscinas y refrigeración mediante máquinas de absorción.

-Agua caliente sanitaria (ACS): el calentamiento de agua para uso doméstico mediante sistemas solares es hoy en día el que tiene mayor desarrollo y comercialización de las distintas tecnologías solares. El ACS representa una quinta parte del consumo energético de las viviendas, pudiendo satisfacerla por completo con la energía solar.

-Procesos industriales: son varios los ejemplos en los que la industria se vale de la energía solar. Como es el caso de la industria textil, alimentaria, química y papelera. Los principales usos son el precalentamiento de fluidos y los secadores empleados en la industria agrícola. Los secadores solares se utilizan para secado de semillas, tabaco, madera, pescado, etc. Se utilizan captadores solares de aire, en los que se consigue elevar la temperatura entre 10 y 15°C, suficiente para el desarrollo de los procesos. Para el precalentamiento de fluidos, se pueden utilizar diseños similares a los usados para agua caliente sanitaria, obteniendo importantes ahorros energéticos.

-Calefacción: la demanda de calefacción en las viviendas representa el principal consumo energético, y se puede satisfacer parcialmente mediante los sistemas solares. El principal inconveniente es la temperatura de trabajo que presenta. Con captadores de energía solar de placa plana convencionales es de unos 45°C, inferior a la usada normalmente por los sistemas de radiadores, con unas temperaturas de entre 70 a 80°C. Por lo que hay que usar sistemas alternativos, como es el caso del suelo radiante, que utiliza el rango de temperaturas de la energía solar.

También se pueden utilizar colectores de tubo de vacío que permiten alcanzar temperaturas mayores. Éstos son sistemas similares a los colectores de placa plana, pero se elimina el aire existente entre el vidrio exterior y la superficie captadora. Permitiendo evitar las pérdidas debidas a conducción y convección entre estos dos materiales, consiguiendo mayores rendimientos y mayores temperaturas.

-Refrigeración: el frío solar es una de las aplicaciones térmicas con mayor futuro, ya que en las épocas en las que se necesita refrigerar coinciden con las que disfruta de mayor radiación solar. Además permite aprovechar las instalaciones durante todo el año empleándolas en invierno como calefacción y en verano para la producción de frío. El principal sistema de refrigeración que aprovecha el calor solar, es la máquina de absorción, basada en las reacciones físico-químicas entre un refrigerante y un absorbente. Principalmente existen de dos tipos, máquinas de amoníaco y de bromuro de litio.

-Calentamiento de piscinas: La climatización del agua de piscinas mediante energía solar es una aplicación interesante para instalaciones cubiertas o a la intemperie, pudiendo usarse sistemas sencillos y baratos.

1.2 Objetivo del proyecto.

El objetivo del presente proyecto consiste en el diseño de una instalación solar térmica de baja temperatura empleada para el calentamiento de agua sanitaria, calefacción y climatización en un edificio de 16 viviendas, situado en el municipio de Santander.

La instalación se ha diseñado y calculado siguiendo lo especificado y exigido en la Ordenanza sobre la Captación y el Aprovechamiento de la Energía Solar Térmica del Ayuntamiento de Santander, el Documento Básico HE en su sección HE04 sobre contribución solar mínima de Agua Caliente del Código Técnico de la Edificación, Pliego Oficial de Condiciones Técnicas del IDAE, Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE) y sus Instrucciones Técnicas Complementarias (ITE).

Se estudiarán las demandas energéticas, calculando y diseñando los componentes de la instalación, así como su funcionamiento.

También se realizará el análisis del beneficio medioambiental con el desarrollo de la nueva instalación, mediante el cálculo de la reducción del consumo de combustibles fósiles, así como las emisiones de CO₂ y de gases contaminantes.

Asimismo se desarrollará un estudio económico, en el que se realizará una comparativa de costes con los sistemas tradicionales.

2. DESCRIPCIÓN DEL EDIFICIO.

2.1 Emplazamiento.

El edificio se encuentra localizado en el municipio de Santander, cuyas coordenadas son:

Latitud: 43,5º Norte

Longitud: 3,8º Oeste

Altura: 15m sobre el nivel del mar

2.2 Descripción.

El edificio multifamiliar objeto de estudio, está formado por 16 viviendas, de planta rectangular y configuración simétrica. Cuenta con cuatro plantas de altura y una de sótano, siendo iguales las tres últimas.

La cubierta es inclinada, a cuatro aguas, con una inclinación de 25º. La sala de maquinas se ubicará en la planta sótano donde se encuentra el garaje y los trasteros.

A continuación se relacionan las superficies de los distintos tipos de vivienda:

-Vivienda A de la planta baja:

Estancia	Superficie (m ²)
Cocina	7,10
Tendedero	1,60
Dormitorio 1	10,00
Baño 1	4,60
Baño2	3,60
Vestíbulo	5,60
Dormitorio 2	14,20
Salón -Comedor	23,00
Total	69,70

Tabla 2.1: Superficies de vivienda A planta baja.

-Vivienda B de la planta baja:

Estancia	Superficie (m ²)
Cocina	6,80
Tendedero	1,60
Dormitorio 1	10,10
Baño 1	3,90
Baño2	3,60
Vestíbulo	3,50
Dormitorio 2	15,40
Salón -Comedor	19,20
Total	64,10

Tabla 2.2: Superficies de vivienda B planta baja.

-Vivienda A de la planta tipo:

Estancia	Superficie (m ²)
Cocina	7,90
Tendedero	2,10
Dormitorio 1	11,10
Baño 1	3,60
Baño2	4,60
Vestíbulo	3,30
Distribuidor	5,30
Dormitorio 2	14,20
Salón -Comedor	23,00
Dormitorio 3	10,00
Total	85,10

Tabla 2.3: Superficies de vivienda A planta tipo.

-Vivienda B de la planta tipo:

Estancia	Superficie (m ²)
Cocina	6,80
Tendedero	1,90
Dormitorio 1	10,10
Baño 1	3,90
Baño2	3,60
Vestíbulo	3,50
Dormitorio 2	15,40
Salón -Comedor	19,20
Total	64,40

Tabla 2.4: Superficies de vivienda B planta tipo.

-Resumen de las superficies útiles:

Plantas	Superficie (m ²)
Planta baja	267,60
Planta tipo	299,00
Superficie total	1164,60

Tabla 2.5: Resumen de superficies útiles.

A continuación se adjuntan esquemas de los planos del edificio:

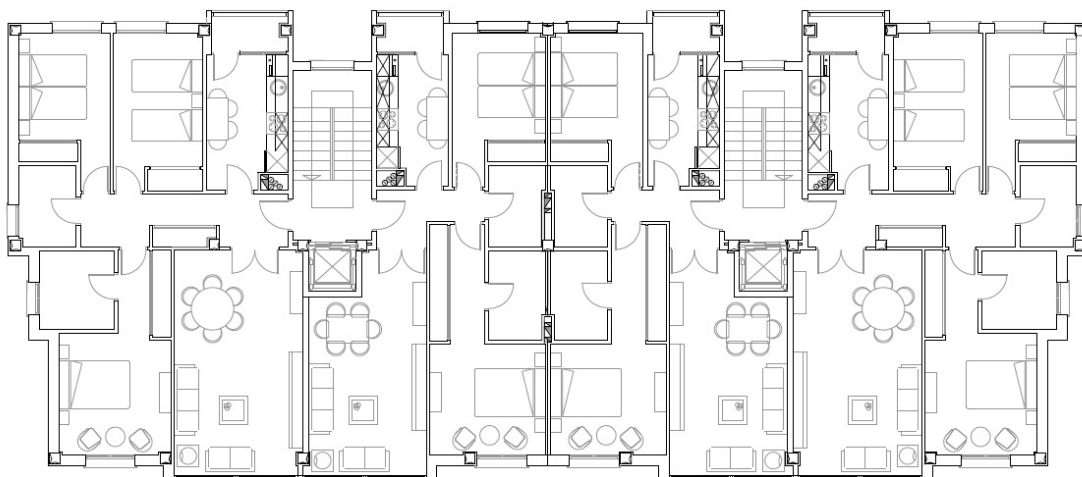


Figura 2.1: Planta tipo del edificio.



Figura 2.2: Alzado del edificio, de orientación Sur.

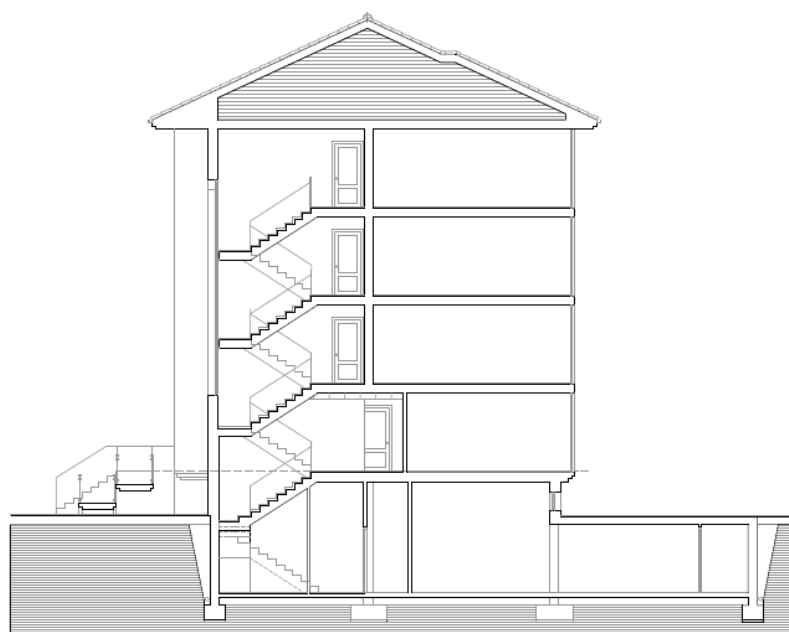


Figura 2.3: Sección del edificio.

Los planos completos del edificio se adjuntan en el *Anexo 4 Planos*.

3. LEGISLACIÓN Y NORMATIVA APLICABLE.

La instalación ha sido diseñada conforme al Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE) y sus Instrucciones Técnicas Complementarias (ITE), aprobado por el Real Decreto 1027/2007 de 20 de Julio. Este Reglamento constituye el marco normativo básico por el que se regulan las exigencias de eficiencia energética y de seguridad que deben cumplir las instalaciones térmicas.

Así mismo se cumple cuantas normativas afectan a partes concretas de la instalación y especialmente las que a continuación se relacionan:

- Real Decreto 314/2006 por el que se aprueba el Código Técnico de la Edificación. Es el marco normativo español por el que se regulan las exigencias básicas de calidad que deben cumplir los edificios, incluidas sus instalaciones, para satisfacer una serie de requisitos básicos de seguridad y habitabilidad.

- Plan General de Ordenación Urbana de Santander sobre la Captación y el Aprovechamiento de la Energía Solar Térmica del Ayuntamiento de Santander.

- Pliego de Condiciones Técnicas de Instalaciones de Baja Temperatura en Instalaciones de Energía Solar Térmica del IDAE. Cuyo objetivo es establecer las condiciones técnicas para acceder a las ayudas establecidas en las instalaciones solares térmicas.

- Real Decreto 140/2003, de 7 de febrero, por el que se establecen los criterios sanitarios de la calidad del agua de consumo humano.

- Real Decreto 865/2003, por el que se establecen los criterios higiénico-sanitarios para la prevención y control de la legionelosis y el Real Decreto 1751/1998.

- Reglamento de aparatos a presión.

- Normas UNE de obligado cumplimiento.

- Documentos Técnicos de Instalaciones en la Edificación. DTIE 1.01 Preparación de agua caliente para usos sanitarios.

4. CONDICIONES CLIMÁTICAS.

4.1 Zonas climáticas.

La zona climática para la demanda energética donde se ubica el edificio se puede contemplar en el Documento Básico (DB) HE (Ahorro de Energía) del Código Técnico de la Edificación (CTE) El cálculo de las cargas térmicas se realiza conforme el DB HE1 Limitación de Demanda Energética, donde se clasifican en 12 zonas climáticas identificadas mediante una letra, correspondiente a la división de invierno y un número correspondiente a la división de verano.

La zona climática para Santander es C1.

En cuanto a la zona climática definida para la radiación solar global media diaria anual sobre una superficie horizontal, se puede observar en la siguiente gráfica:

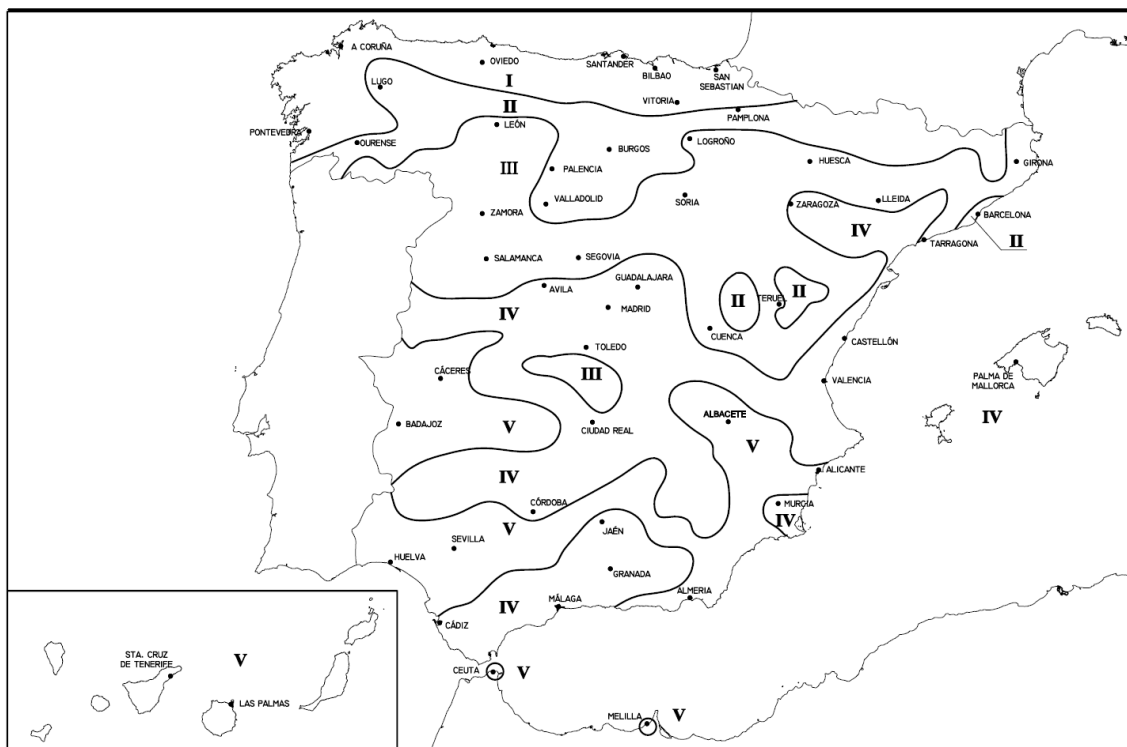


Figura 4.1: Zonas climáticas.

Santander se encuentra situada en la zona climática I.

4.2 Condiciones climáticas de Santander.

Las condiciones climáticas de Santander se obtienen de la UNE 100001-2001, representada en la siguiente gráfica:

Localidad	Longitud Latitud Altitud (m)	Condiciones de invierno				Condiciones de invierno				
		NPE %	TS °C	GD/año K	Viento m/s dirección	NPE %	TS °C	THc °C	TH °C	OMD °C
Santander Casco urbano	3° 39' W 43° 28' N 64	99	+3,0	985	5,2 W	1	25,3	20,2	21,2	5,9
		97,5	+3,8			2,5	24,1	19,7	20,4	
						5	23,1	18,8	19,9	

Tabla 4.1: Condiciones climáticas de Santander.

Distinguiéndose las condiciones extremas para verano y para invierno.

Los valores de diseño se toman según la UNE 100014, detallándose el percentil que se debe cumplir para el diseño de las instalaciones en función de su uso.

En el caso de un edificio multifamiliar, para diseñar el sistema de calefacción en las condiciones de invierno se toma el percentil 97,5%, por lo que se toma como la temperatura exterior, a la cual la instalación sería capaz de contrarrestar, de 3,8°C.

Para diseñar el sistema de refrigeración en las condiciones de verano se toma el percentil 5%, por lo que se toma como la temperatura exterior, a la cual la instalación sería capaz de contrarrestar, de 23,1°C.

Siendo estos dos valores los considerados como los más desfavorables para los cálculos de diseño.

En cuanto a las condiciones interiores del edificio, se deben diseñar para el cumplimiento del R.I.T.E., en el que se indican los siguientes rangos:

Estación	Temperatura (°C)	Velocidad media del aire (m/s)	Humedad relativa (%)
Verano	23 a 25	0,18 a 0,24	40 a 60
Invierno	20 a 23	0,15 a 0,20	40 a 60

Tabla 4.2: Condiciones interiores del edificio.

Tomándose los siguientes valores:

	Verano		Invierno	
	T (°C)	HR (%)	T (°C)	HR (%)
Confort general	24	55	21	40

Tabla 4.3: Condiciones interiores del edificio recomendados.

Para las condiciones exteriores medias mensuales se toman del DB HE1 Limitación de Demanda Energética. Para el caso de la temperatura exterior media mensual se puede ver en la siguiente tabla:

Mes	Temperatura exterior (°C)
Enero	9,7
Febrero	10,3
Marzo	10,8
Abril	11,9
Mayo	14,3
Junio	17,0
Julio	19,3
Agosto	19,5
Septiembre	18,5
Octubre	16,1
Noviembre	12,5
Diciembre	10,5

Tabla 4.4: Temperaturas exteriores.

La humedad relativa también se puede ver en el DB HE1 Limitación de Demanda Energética, obteniendo el valor de la relación de humedad:

Mes	Humedad relativa, H (%)	Relación de humedad, W (g/kg)
Enero	71	6,7
Febrero	71	6,9
Marzo	71	7,1
Abril	74	7,5
Mayo	75	9,5
Junio	77	11,0
Julio	77	12,5
Agosto	78	13,0
Septiembre	77	12,3
Octubre	75	10,1
Noviembre	73	8,0
Diciembre	72	7,0

Tabla 4.5: Humedad exterior.

Es importante saber la posibilidad de riesgo de heladas, para la instalación que está en la intemperie. Por ello es necesario conocer la temperatura mínima registrada. El Pliego de Condiciones Técnicas de Instalaciones de Baja Temperatura en Instalaciones de Energía Solar Térmica recomienda el uso de los datos publicados por

la Agencia Estatal de Meteorología, donde se puede observar que la temperatura mínima registrada para Santander fue de -3.8°C , por lo que es necesario tomar el tipo de medidas ante los riesgos de heladas.

Respecto a las condiciones, del viento se han obtenido los datos de la página web de Meteored, en donde se ha realizado la media de las medidas para los años 1999, 2003 y 2008. Con lo que se ha obtenido un valor de la velocidad del viento medio mensual como el expresado en la siguiente tabla:

Mes	Velocidad del viento (km/h)
Enero	20,50
Febrero	16,22
Marzo	18,47
Abril	17,94
Mayo	14,88
Junio	13,58
Julio	12,98
Agosto	15,00
Septiembre	16,15
Octubre	18,94
Noviembre	20,44
Diciembre	21,86
Año (media)	17,25

Tabla 4.6: Velocidad del viento.

Coincidiendo con el valor medio anual de la UNE 100001-2001 de 18 km/h, y donde indica que la dirección predominante es la oeste.

Para la temperatura media del agua de red se han tomado los datos del Centro de Estudios de la Energía Solar (CENSOLAR), que es un centro dedicado a la formación técnica en energía solar, teniendo un gran reconocimiento y prestigio en esta materia. Los valores de las temperaturas tienen los siguientes valores:

Mes	Temperatura de la red (°C)
Enero	8
Febrero	9
Marzo	11
Abril	13
Mayo	14
Junio	15
Julio	16
Agosto	15
Septiembre	14
Octubre	13
Noviembre	11
Diciembre	8

Tabla 4.7: Temperatura del agua de la red.

4.3 Radiación solar

4.3.1 Radiación incidente sobre superficie horizontal.

La radiación solar es la energía procedente del Sol en forma de ondas electromagnéticas, posee una elevada cantidad de energía, susceptible de ser convertida en trabajo. La superficie del Sol equivale a un cuerpo negro visto desde la Tierra con una temperatura de 5777K. Un análisis termodinámico de la calidad de la energía solar incidente sobre la superficie terrestre demuestra que hasta un 93% de la misma puede ser convertida en trabajo (sólo un 7% de la energía solar en el flujo incidente se pierde vía calor residual).

Siguiendo el método recomendado por el Pliego de Condiciones, la radiación incidente sobre una superficie horizontal en Santander se toma de las tablas de CENSOLAR, en valores de energía que incide sobre un metro cuadrado en un día medio de cada mes:

Mes	Radiación incidente (MJ/día·m ²)
Enero	5,0
Febrero	7,4
Marzo	11,0
Abril	13,0
Mayo	16,1
Junio	17,0
Julio	18,4
Agosto	15,5
Septiembre	13,0
Octubre	9,5
Noviembre	5,8
Diciembre	4,5

Tabla 4.8: Radiación incidente.

4.3.2 Influencia de la orientación e inclinación.

La radiación incidente sobre una superficie depende de la inclinación y de la orientación que ésta presenta. La orientación e inclinación óptima para una mayor incidencia solar es la perpendicular a la radiación. Teniendo en cuenta esto, los valores variarían todos los días y a lo largo del día, por lo que para mantener la posición óptima sería necesario un seguidor solar.

En el tipo de instalación objeto de estudio, la disposición de seguidores solares elevaría exponencialmente el presupuesto. Por lo que se opta por calcular la posición óptima de los colectores para todo el año.

Determinando los límites en la orientación e inclinación de los captadores de acuerdo a las pérdidas máximas permisibles. Definiendo previamente los ángulos:

-Ángulo de inclinación (β), ángulo que forma la superficie de los captadores con el plano horizontal, con un valor de 0° para superficies horizontales y de 90° para verticales.

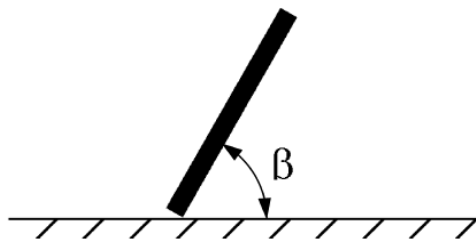


Figura 4.2: Ángulo de inclinación.

-Ángulo de azimut (α), definido como el ángulo entre la proyección sobre el plano horizontal de la normal a la superficie del captador y el meridiano del lugar. Con un valor de 0° para la orientación Sur, de -90° para la orientación Este y de 90° para la orientación Oeste.

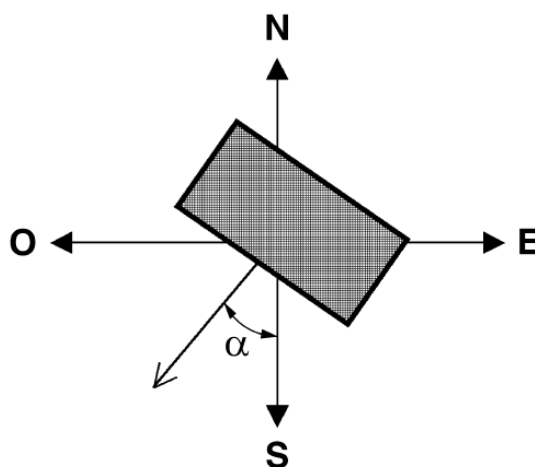


Figura 4.3: Ángulo de azimut.

Una vez definido estos ángulos, el rango de pérdidas se determina con la siguiente figura:

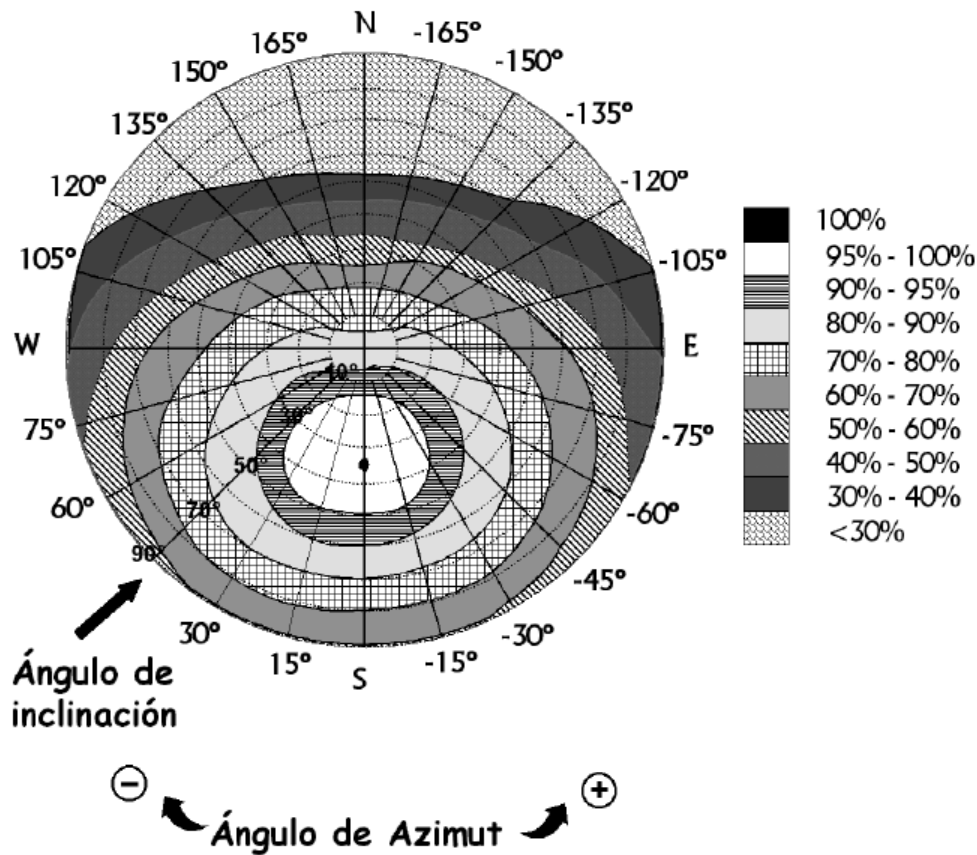


Figura 4.4: Rango de pérdidas.

En la figura se pueden ver los límites de los valores de la inclinación para un valor del ángulo azimut y para unas pérdidas concretas. Una vez conocidos los límites se deben corregir los valores del rango de inclinaciones, ya que estos valores son para una latitud de 41° . Los límites se corrigen mediante las siguientes fórmulas:

$$\beta_{\text{máx corregida}} = \beta_{\text{máx}} - (41^\circ - \text{Latitud})$$

$$\beta_{\text{mín corregida}} = \beta_{\text{mín}} - (41^\circ - \text{Latitud}), \text{ siendo } 0^\circ \text{ su valor mínimo}$$

El Documento Básico HE4 Contribución solar mínima de agua caliente sanitaria del Código Técnico de la Edificación establece los siguientes límites de pérdidas:

	Pérdidas
General	10%
Superposición	20%
Integración arquitectónica	40%

Tabla 4.9: Contribución solar mínima.

Se considera integración arquitectónica cuando los captadores cumplen una función energética y arquitectónica, y sustituyen elementos constructivos convencionales. Se considera superposición arquitectónica cuando la colocación de captadores se realiza paralela a la envolvente del edificio, no aceptándose la disposición horizontal con el fin de favorecer la autolimpieza de los módulos.

El DB HE4 del CTE establece como orientación óptima el Sur y la inclinación, dependiendo del periodo de utilización. Para una demanda constante anual, la inclinación óptima es la de la latitud geográfica. Para una demanda preferente en invierno, la inclinación sería la de la latitud geográfica más 10°. Para una demanda preferente en verano, la inclinación sería la de la latitud geográfica menos 10°.

La Ordenanza Municipal sobre la Captación y el Aprovechamiento de la Energía Solar Térmica del Ayuntamiento de Santander establece que para cubiertas inclinadas, podrán situarse paneles de captación de energía solar en los faldones de cubierta, con la misma inclinación de éstos y sin salirse de su plano, armonizando con la composición de la fachada y del resto del edificio. Y para otra solución, el Ayuntamiento podrá denegar o condicionar cualquier actuación que, en el marco de aplicación de lo dispuesto en el Plan General de Ordenación Urbana en vigor y de la actual Ordenanza, lo incumpla.

Una vez conocidos los factores a tener en cuenta para la resolución de los valores de la orientación y de la inclinación, se procede a calcular la solución.

Se selecciona el faldón de la cubierta que tiene orientación Sur, para el inicio de la resolución de los cálculos, por lo que el ángulo azimut:

$$\alpha = 0^\circ$$

Se opta por establecer la inclinación de los paneles igual a la de la pendiente de la cubierta, cumpliendo así con la Ordenanza Municipal de Santander, y reduciendo así las pérdidas térmicas en el colector debidas al viento por la parte trasera. Por lo que el ángulo de inclinación:

$$\beta = 25^\circ$$

La inclinación de los paneles por tanto quedará definida por la pendiente de la cubierta, clasificado en el DB HE4 como superposición arquitectónica; permitiéndose para este caso unas pérdidas del 20 %.

Con estos valores se evalúa si los valores están dentro de los límites mediante el gráfico de la *Figura 4.4* que para un ángulo azimut, y unas pérdidas del 20%, el rango posible para la inclinación del captador es de $-5^\circ < \beta < 70^\circ$, con los valores corregidos, para la latitud de $43,5^\circ$ el rango quedaría entre los siguientes valores:

$$\beta_{\text{máx corregida}} = 70^\circ - (41^\circ - 43,5^\circ) = 72,5^\circ$$

$$\beta_{\text{mín corregida}} = -5^\circ - (41^\circ - 43,5^\circ) = -2,5^\circ \rightarrow \beta_{\text{mín corregida}} = 0^\circ$$

Por tanto, esta instalación, con una inclinación de 25° cumpliría los requisitos de pérdidas por orientación e inclinación.

4.3.3 Radicación sobre el plano inclinado.

La radiación sobre una superficie inclinada, se calcula aplicando un factor de corrección k , siguiendo el método recomendado por el Pliego de Condiciones, y usando como fuente CENSOLAR. El factor de corrección representa el cociente entre la energía total incidente en un día sobre una superficie orientada hacia el ecuador e inclinada un determinado ángulo, y otra horizontal.

Para la latitud de $43,5^\circ$ norte de Santander y una inclinación de 25° se tienen los siguientes valores:

Mes	k
Enero	1,335
Febrero	1,265
Marzo	1,185
Abril	1,105
Mayo	1,045
Junio	1,025
Julio	1,045
Agosto	1,115
Septiembre	1,225
Octubre	1,345
Noviembre	1,425
Diciembre	1,405

Tabla 4.10: Factor de corrección de la radiación.

Teniendo en cuenta el número de horas diarias de sol útiles para el cálculo de la potencia de radiación solar media durante el uso de los captadores. Las horas solares se obtienen de CENSOLAR, y son las siguientes:

Mes	Horas solares (h)
Enero	8,0
Febrero	9,0
Marzo	9,0
Abril	9,5
Mayo	9,5
Junio	9,5
Julio	9,5
Agosto	9,5
Septiembre	9,0
Octubre	9,0
Noviembre	8,0
Diciembre	7,5

Tabla 4.11: Horas solares.

Con lo que se obtienen un valor de recepción de radiación en superficie inclinada de:

Mes	k	Radiación en superficie horizontal (MJ/día·m ²)	Radiación en superficie inclinada (W/m ²)
Enero	1,335	5,0	231,94
Febrero	1,265	7,4	288,89
Marzo	1,185	11,0	402,47
Abril	1,105	13,0	420,18
Mayo	1,045	16,1	491,81
Junio	1,025	17,0	509,65
Julio	1,045	18,4	562,28
Agosto	1,115	15,5	505,26
Septiembre	1,225	13,0	491,67
Octubre	1,345	9,5	394,44
Noviembre	1,425	5,8	287,15
Diciembre	1,405	4,5	234,07

Tabla 4.12: Radiación en superficie inclinada.

5. DEMANDA DE AGUA CALIENTE SANITARIA.

La demanda energética para agua caliente sanitaria viene determinada por el volumen de consumo diario, la temperatura de preparación y la temperatura del agua de la red. La temperatura del agua caliente resultante viene establecida por el Documento Técnico de Instalaciones en la Edificación (DTIE 1.01), que indica que para edificios destinados a uso residencial con sistemas dotados de acumulación de ACS se preparará a 60°C. Temperatura suficiente para acabar con los brotes de legionelosis.

El cálculo de la carga térmica para agua caliente sanitaria se realiza con el método seguido por la documentación del Pliego de Condiciones Técnicas de Instalaciones de Baja temperatura, de instalaciones de energía solar térmica, el cual lo realiza teniendo la siguiente expresión:

$$Q_a = C_e \cdot C \cdot N \cdot (T_{ac} - T_i)$$

Q_a : carga calorífica mensual de calentamiento de ACS (J/mes)

C_e : calor específico, $C_e = 4187 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$

C : consumo diario de ACS (l/día)

N : número de días del mes (día/mes)

T_{ac} : temperatura del agua caliente de acumulación, $T_{ac} = 60^\circ\text{C}$

T_i : temperatura de la red ($^\circ\text{C}$)

Para el cálculo de consumo diario de ACS a 60°C, se toma del Documento Básico HE-4 la demanda de agua caliente para viviendas multifamiliares:

Criterio de demanda	Litros ACS/día a 60°C	
Viviendas unifamiliares	30	Por persona
Viviendas multifamiliares	22	Por persona
Hospitales y clínicas	55	Por cama
Hotel****	70	Por cama
Hotel***	55	Por cama
Hotel/Hostal**	40	Por cama
Camping	40	Por emplazamiento
Hostal/Pensión*	35	Por cama
Residencia (ancianos, estudiantes, etc.)	55	Por cama
Vestuarios/Duchas colectivas	15	Por servicio
Escuelas	3	Por alumno
Cuarteles	20	Por persona
Fábricas y talleres	15	Por persona
Administrativos	3	Por persona
Gimnasios	20 a 25	Por usuario
Lavanderías	3 a 5	Por kilo de ropa
Restaurantes	5 a 10	Por comida
Cafeterías	1	Por almuerzo

Tabla 5.1: Criterio de demanda de ACS.

El número de personas por dormitorio también se toma del DB a HE4 del CTE:

Número de dormitorios	1	2	3	4	5	6	7	más de 7
Números de personas	1,5	3	4	6	7	8	9	Nº de dormitorios

Tabla 5.2: Número de personas por dormitorio.

Con el siguiente número de personas:

	Número de viviendas	Número de personas
Viviendas de 2 dormitorios	20	60
Viviendas de 3 dormitorios	8	32
Total		92

Tabla 5.3: Número de personas del edificio.

Por lo que se obtiene un consumo diario igual a:

$$C = 22 \text{ l/(día·persona)} \cdot 92 \text{ personas} = 2024 \text{ l/día}$$

Con lo que se obtiene:

	N	T_t (°C)	Q_a (MJ/mes)
Enero	31	8	13.660,87
Febrero	28	9	12.101,57
Marzo	31	11	12.872,75
Abril	30	13	11.949,03
Mayo	31	14	12.084,62
Junio	30	15	11.440,56
Julio	31	16	11.559,20
Agosto	31	15	11.821,91
Septiembre	30	14	11.694,79
Octubre	31	13	12.347,33
Noviembre	30	11	12.457,50
Diciembre	31	8	13.660,87

Tabla 5.4: Demanda energética de ACS.

Teniendo una carga térmica de ACS a 60°C:

Mes	Qa (W)
Enero	5.100,39
Febrero	5.002,30
Marzo	4.806,13
Abril	4.609,96
Mayo	4.511,88
Junio	4.413,80
Julio	4.315,71
Agosto	4.413,80
Septiembre	4.511,88
Octubre	4.609,96
Noviembre	4.806,13
Diciembre	5.100,39

Tabla 5.5: Carga térmica de ACS.

6. CARGAS TÉRMICAS.

6.1 Cargas de calefacción.

La estimación de la potencia térmica máxima para calefacción se calcula para la situación más desfavorable: temperatura mínima, radiación solar nula, mínima presencia de personas, luces y máquinas. Para la calefacción las cargas son pérdidas de calor, al mantenerse una temperatura ambiente superior a la temperatura exterior. Las cargas térmicas que se tienen en cuenta para calefacción son:

- Cargas por conducción a través de cerramientos.
- Carga debida a ventilación.
- Carga debida a infiltraciones.
- Cargas internas. Las cargas internas no serían pérdidas de calor sino ganancias.

6.1.1 Cargas a través de paredes, techo y suelo.

Las cargas térmicas a través de las paredes, techo y suelo se calculan con la siguiente fórmula:

$$Q = A_{\text{cerra}} \cdot U \cdot (T - T_{sL})$$

Q: Carga térmica a través de paredes, techos y suelos (W)

A_{cerra} : Superficie del cerramiento (m^2)

U: Coeficiente global de transmisión de calor ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)

T: temperatura seca del recinto adyacente ($^\circ\text{C}$)

T_{sL} : temperatura del local ($^\circ\text{C}$)

-Coeficiente global de transferencia de calor:

El coeficiente global de transferencia de calor se calcula con la siguiente expresión:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum_{\text{capas}} \frac{L_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_e}}$$

L_i : espesor de la capa de material i (m)

λ_i : conductividad térmica de la capa i ($\text{W}/\text{m} \cdot ^\circ\text{C}$)

h_i : coeficiente de convección interior ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)

h_e : coeficiente de convección exterior ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

-Cerramientos verticales en contacto con el aire exterior:

Los muros que dan con el exterior del edificio están compuestos por distintos materiales, donde los valores de conductividad térmica se han obtenido de la norma UNE EN ISO 10 456:2001. Las capas del muro del exterior hacia el interior son las siguientes:

Material	Espesor (cm)	λ ($W/m \cdot ^\circ C$)
Revestimiento de mortero de cemento	2,5	1,40
Ladrillo perforado	25,0	0,76
Pantalla antivapor de aluminio	0,4	240,00
Aislante, lana de vidrio (Tipo V)	5,0	0,03
Ladrillo hueco doble	10,0	0,49
Revestimiento de mortero de cemento	2,5	1,40
Enlucido de yeso	2,0	0,30

Tabla 6.1: Capas del muro exterior.

Los coeficientes convectivos se han obtenido del DB HE-1 Apéndice E del Código Técnico de la Edificación, con unos valores de:

$$h_e = \frac{1}{R_{se}} = \frac{1}{0,04} = 25 \text{ } W/m \cdot ^\circ C$$

$$h_i = \frac{1}{R_{si}} = \frac{1}{0,13} = 7,69 \text{ } W/m \cdot ^\circ C$$

Obteniéndose un coeficiente global de transferencia de calor de:

$$U = 0,431 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

-Medianerías y particiones con zonas no climatizadas:

Las medianerías y particiones con zonas no climatizadas están compuestos por distintos materiales, donde los valores de conductividad térmica se han obtenido de la norma UNE EN ISO 10 456:2001. Las capas son las siguientes:

Material	Espesor (cm)	λ (W/m·°C)
Revestimiento de mortero de cemento	2,5	1,40
Ladrillo perforado	12,5	0,76
Pantalla antivapor de aluminio	0,4	240,00
Aislante, lana de vidrio Tipo V	5,0	0,03
Revestimiento de mortero de cemento	2,5	1,40
Enlucido de yeso	2,0	0,30

Tabla 6.2: Capas de medianerías y particiones.

$$h_e = \frac{1}{R_{se}} = \frac{1}{0,13} = 7,69 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$$

$$h_i = h_e = 7,69 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$$

Obteniéndose un coeficiente global de transferencia de calor de:

$$U = 0,4897 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

-Techo:

El forjado del techo está compuesto por distintos materiales, donde los valores de conductividad térmica se han obtenido de la norma UNE EN ISO 10 456:2001. Las capas de arriba a abajo son las siguientes:

Material	Espesor (cm)	λ (W/m·°C)
Enfoscado de mortero de cemento	2,0	1,40
Capa de compresión de hormigón	5,0	1,63
Bovedilla cerámica	25,0	0,81
Poliestireno expandido (Tipo V)	6,0	0,03
Enlucido de yeso	1,5	0,30

Tabla 6.3: Capas del forjado del techo.

Los coeficientes convectivos se han obtenido del DB HE-1 Apéndice E, con unos valores de:

$$h_e = \frac{1}{0,10} = 10 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$$

$$h_i = h_e = 10 \text{ W/m}^2\cdot^\circ\text{C}$$

Obteniéndose un coeficiente global de transferencia de calor de:

$$U = 0,413 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\cdot^\circ\text{C}}$$

-Suelo:

El forjado del suelo está compuesto por distintos materiales, donde los valores de conductividad térmica se han obtenido de la norma UNE EN ISO 10 456:2001. Está formado por los siguientes elementos constructivos, nombrados en orden descendiente según su colocación:

Material	Espesor (cm)	λ (W / m $^\circ\text{C}$)
Pavimento cerámico	2,0	0,87
Mortero de regularización	10,0	0,33
Poliestireno expandido (Tipo V)	6,0	0,03
Capa de compresión de hormigón	5,0	1,63
Bovedilla cerámica	25,0	0,81
Enfoscado de mortero de cemento	2,0	1,40

Tabla 6.4: Capas del forjado del suelo.

Los coeficientes convectivos se han obtenido del DB HE-1 Apéndice E, con unos valores de:

$$h_e = \frac{1}{0,17} = 5,88 \text{ W/m}^2\cdot^\circ\text{C}$$

$$h_i = h_e = 5,88 \text{ W/m}^2\cdot^\circ\text{C}$$

Obteniéndose un coeficiente global de transferencia de calor de:

$$U = 0,401 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\cdot^\circ\text{C}}$$

-Área:

El área de los cerramientos se puede observar en la siguiente tabla:

Cerramientos	Paredes exteriores	Medianerías	Techo	Suelo
Área 1ª Planta (m ²)	117,18	81,20	-----	366,00
Área 2ª Planta (m ²)	128,83	69,05	-----	-----
Área 3ª Planta (m ²)	128,83	69,05	-----	-----
Área 4ª Planta (m ²)	128,83	69,05	394,47	-----
Área Total (m²)	503,67	288,35	394,47	366,00

Tabla 6.5: Área de cerramientos.

Para calcular la superficie de los muros exteriores y medianerías se ha descontando el área correspondiente a los huecos de las puertas y las ventanas.

-Diferencia de temperatura más desfavorable:

La temperatura ambiente del local a la que se quiere llegar, es la temperatura idónea expresada por el Reglamento de Instalaciones Térmicas de los Edificios:

$$T_{SL} = 21^{\circ}C$$

Para la temperatura T (temperatura seca del local adyacente) correspondiente a las paredes exteriores, se toma la temperatura del exterior, obtenida de la UNE 100001-2001 para Santander:

$$T = 3,8^{\circ}C$$

Con una diferencia de temperatura igual a:

$$\Delta T = -17,2^{\circ}C$$

Para los demás casos, al estar en contacto con un local no acondicionado, se toma la temperatura media entre el exterior y el interior, siendo:

$$T = \frac{3,8 + 21}{2} = 12,4^{\circ}C$$

Con una diferencia de temperatura igual a:

$$\Delta T = -8,6^{\circ}C$$

- Cargas más desfavorable a través de paredes, techo y suelo:

Se obteniendo unos valores de carga más desfavorable, representados en la siguiente tabla:

Tipos de cerramientos	A _{cerra} (m ²)	U (W/m ² · °C)	ΔT (°C)	Q (W)
Muros exteriores	503,67	0,431	-17,2	-3.734
Medianerías	288,43	0,4897	-8,6	-1.215
Techo	394,47	0,413	-8,6	-1.401
Suelo	366,00	0,401	-8,6	-1.262
Total				-7.612

Tabla 6.6: Cargas en paredes, techo y suelo.

6.1.2 Transmisión de calor a través de superficies acristaladas.

En las superficies acristaladas para calefacción, no se tiene en cuenta la carga de la radiación solar, al ser una ganancia y en el caso más desfavorable no aparece. Se calcula como los cerramientos anteriores:

$$Q = A_{\text{cerra}} \cdot U \cdot (T - T_{sL})$$

Con un coeficiente global de transferencia de calor de:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum_i \frac{L_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_e}} = \frac{1}{0,13 + \frac{1}{3,9} + 0,04} = 2,345 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

El área de la superficie acristalada es igual a:

	1º Planta	2º Planta	3º Planta	4º Planta	Total
Área (m ²)	74,82	82,22	82,22	82,22	321,48

Tabla 6.7: Área superficie acristalada.

Con una diferencia de temperatura más desfavorable igual a:

$$\Delta T = -17,2^\circ C.$$

Obteniendo una carga por los cerramientos de las ventanas de:

$$Q = -12,97 \text{ kW}$$

6.1.3 Carga por ventilación.

Las cargas debidas a la ventilación se dividen en carga latente y sensible, con las siguientes expresiones:

$$Q_{sen} = V_{vent} \cdot C_p \cdot \rho \cdot (T_{se} - T_{sL}) \cdot f_{sim}$$

Q_{sen} : carga sensible (W)

V_{vent} : caudal de ventilación (m^3/s)

C_p : calor específico del aire, $C_p = 1000 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$

ρ : densidad del aire de ventilación, $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$

T_{se} : temperatura seca exterior ($^\circ\text{C}$)

T_{sL} : temperatura seca del local ($^\circ\text{C}$)

f_{sim} : factor de simultaneidad, $f_{sim} = 0,5$

$$Q_{lat} = V_{vent} \cdot h_{fg} \cdot \rho \cdot (W_e - W_L) \cdot f_{sim}$$

Q_{lat} : carga latente (W)

h_{fg} : calor latente de cambio de fase del agua, $h_{fg} = 2,45 \cdot 10^6 \text{ J/kg}$

W_e : relación de humedad del aire exterior (kg/kg)

W_L : relación de humedad del aire del local (kg/kg)

Para el caudal de ventilación se ha tomado los valores del Documento Básico de exigencias básicas de Salubridad HS3 Calidad del aire interior:

Tipo de local	Caudales de ventilación mínimos exigidos (l/s)		
	Por ocupante	Por m2 útil	En función de otros parámetros
Dormitorios	5		
Salas de estar y comedores	3		
Aseos y cuartos de baño			15 por local
Cocinas		2	
Trasteros		0,7	
Aparcamientos y garajes			120 por plaza
Almacenes		10	

Tabla 6.8: Caudales de ventilación mínimos.

Con estos valores de caudales mínimos de ventilación se calcula para el edificio del presente proyecto, obteniendo los siguientes valores para la primera planta:

Habitáculo	Parámetros	Caudal de ventilación (l/s)
Dormitorios	16 ocupantes	80,0
Sala de estar	16 ocupantes	48,0
Cocina	27,8 m2	55,6
Aseos y cuartos de baño	8 aseos y cuartos	120,0
Total		303,6

Tabla 6.9: Caudales de ventilación primera planta.

Para el resto de las plantas se obtienen los siguientes caudales:

Habitáculo	Parámetros	Caudal de ventilación (l/s)
Dormitorios	20 ocupantes	100,0
Sala de estar	20 ocupantes	6,0
Cocina	29,4 m ²	58,8
Aseos y cuartos de baño	8 aseos y cuartos	120,0
Total		338,8

Tabla 6.10: Caudales de ventilación.

Con un caudal total de todas las plantas de:

$$V_{vent} = 1658,8 \text{ l/s}$$

Con una diferencia de temperatura para las condiciones más desfavorables de:

$$(T_{se} - T_{sL}) = -17,2^{\circ}\text{C}$$

Se obtiene del DB HE-1 Apéndice G, la humedad relativa más desfavorable, igual al 74%, con una relación de humedad del aire exterior:

$$W_e = 4 \cdot 10^{-3} \text{ kg/kg.}$$

Y con un 40% de humedad relativa para las condiciones de confort interiores que cumplen el RITE, con una relación de humedad del aire exterior:

$$W_L = 6,2 \cdot 10^{-3} \text{ kg/kg.}$$

Las cargas por ventilación sensible y latente son las siguientes:

$$Q_{sen} = -17,12 \text{ kW}$$

$$Q_{lat} = -2,19 \text{ kW}$$

6.1.4 Cargas por infiltraciones.

Las cargas debidas a las infiltraciones se dividen en la carga latente y la sensible, con las siguientes expresiones:

$$Q_{sen} = V_{inf} \cdot c_p \cdot \rho \cdot (T_{se} - T_{sL})$$

$$Q_{lat} = V_{inf} \cdot h_{fg} \cdot \rho \cdot (W_e - W_L)$$

V_{inf} : caudal de infiltraciones (m³/s)

Los valores de los términos para las cargas por infiltraciones son los mismos que para ventilación, variando en término de volumen de aire infiltrado. Se calcula este término con el método de la rejilla:

$$V_{inf} = L_{rendija} \cdot V_i / 3600$$

V_i : infiltraciones ($m^3/h \cdot m$)

$L_{rendija}$: perímetro de la rendija (m)

Estos valores de las infiltraciones son las siguientes:

-Puertas: tienen unos valores de infiltración, de $V_i = 6,7 m^3/h \cdot m$. El perímetro es de $L_{rendija} = 96m$, obteniendo un volumen de aire infiltrado por las puertas de:

$$V_{inf p} = 0,179 m^3/s$$

- Ventanas: tienen unos valores de infiltración, de $V_i = 1,7 m^3/h \cdot m$, con un valor de $L_{rendija} = 71,66m$ para todas las ventanas, obteniendo un volumen de aire infiltrado por las ventanas de:

$$V_{inf v} = 0,034 m^3/s.$$

Con un volumen total de aire infiltrado de:

$$V_{inf} = 0,213 m^3/s$$

Las cargas por infiltraciones sensible y latente son las siguientes:

$$Q_{sen} = -4,39 kW$$

$$Q_{lat} = -0,56 kW$$

6.1.5 Otras cargas.

-Cargas internas

Las cargas internas son las cargas debidas a los ocupantes, la iluminación, los equipos y la maquinaria. Estas cargas no se consideran ya que es una carga aportada, y en el caso más desfavorable no se tienen en cuenta.

-Coeficiente de seguridad

Para tener en cuenta cualquier carga no contabilizada se utiliza un factor de seguridad del 10%.

6.1.6 Demanda energética por calefacción.

La demanda de energía para calefacción para la situación más desfavorable sería la representada en la siguiente tabla:

Tipo de carga	Q (kW)
Carga a través de paredes, suelo, techo	-7,61
Carga a través de las ventanas	-12,97
Ventilación	-19,31
Infiltraciones	-4,95
Factor de seguridad (10%)	-6,40
Total	-49.32

Tabla 6.11: Carga de calefacción.

La demanda de energía para calefacción mes a mes, se calcula utilizando las ecuaciones, los coeficientes de transmisión y las áreas anteriores para las condiciones climáticas de cada mes, obteniendo los siguientes resultados:

Mes	Temperatura ambiente (°C)	Humedad W (g/kg)	Carga total (W)
Enero	9,7	6,7	29,729
Febrero	10,3	6,9	27,839
Marzo	10,8	7,1	26,217
Abril	11,9	7,5	22,707
Mayo	14,3	9,5	13,495
Junio	17,0	11,0	
Julio	19,3	12,5	
Agosto	19,5	13,0	
Septiembre	18,5	12,3	
Octubre	16,1	10,1	7,824
Noviembre	12,5	8,0	20,404
Diciembre	10,5	7,0	27,163

Tabla 6.12: Carga de calefacción mensual.

No habiendo carga para calefacción en los meses de verano.

6.2 Cargas de refrigeración.

La estimación de la potencia térmica máxima para refrigeración se calcula en función de la radiación y de la temperatura exterior. El flujo de calor del local no se encuentra en condiciones de régimen permanente debido a la variación a lo largo del día de la radiación y de la temperatura. Las cargas térmicas que se tienen en cuenta para la refrigeración son:

- Cargas por conducción a través de cerramientos
- Cargas por radiación a través de superficies acristaladas
- Carga debida a ventilación
- Carga debida a infiltraciones
- Cargas internas.

Para el cálculo de la carga de refrigeración, los valores no son iguales a cada instante por efectos de la radiación y el almacenamiento. Para dimensionar los equipos se requiere hacer la estimación de la carga máxima, pero a priori no se conoce el momento en el que se dará, por lo que se tiene que hacer el cálculo hora a hora, y para cualquier mes.

Para el cálculo de las cargas térmicas es similar que para el caso de calefacción, en el que se mantienen los mismos coeficientes de transferencia de calor y los mismos métodos de cálculo para las distintas cargas. Se utiliza otro método para el cálculo de la diferencia de temperatura, que ahora ésta depende de la radiación y de la orientación de cada fachada.

Para la ubicación del presente proyecto, se toman las condiciones climatológicas de la UNE 100001-2001, donde se tiene una temperatura seca de 23,1°C para un percentil del 5% para condiciones de verano, considerando este valor como el más desfavorable de la temperatura exterior. Éste valor se encuentra dentro de los valores de las condiciones interiores del R.I.T.E., que para verano deben de tener unos valores entre 23 a 25°C a climatizar.

Con esto se puede observar que para la ubicación de Santander no sería necesaria la refrigeración del edificio del presente proyecto, dado que las condiciones exteriores están en el rango a climatizar o por debajo, por lo que no se realiza la instalación de ningún sistema de refrigeración.

6.3 Cargas de climatización de piscina.

El cálculo de la demanda energética en instalaciones de calentamiento de piscinas viene dada por las pérdidas térmicas en la pila de la piscina. La piscina está al aire libre, presentando las siguientes pérdidas:

- Por radiación del agua hacia la atmósfera, siendo mayor por la noche.
- Por evaporación del agua
- Por convección, influidas por el viento.
- por conducción, con las paredes de la piscina.
- Por arrastre y salpicaduras de agua.

Para la temperatura del agua de la pileta a calentar se siguen las indicaciones del ITE 10.2.1.2 del RITE, en el que sólo se permite el calentamiento de piscinas al

aire libre con fuentes de energía residuales o de libre disposición, como es la energía solar térmica. La temperatura permitida para las piscinas privadas al aire libre es de 25 a 26°C.

El cálculo se ha realizado siguiendo el método desarrollado por CENSOLAR para la climatización de piscinas. Para el cálculo se ha centrado en las tres principales pérdidas: por radiación, por evaporación y por convección.

Para la condiciones de Santander se tiene un grado de humedad en los meses de mayo a octubre la humedad es superior a 75%, por lo que se toma como zona *muy húmeda*. En cuanto al viento en los meses de verano está ente 3 y 5 m/s, tomándose como *viento flojo*. Con estos datos, las pérdidas de energía diarias son las siguientes:

-Pérdidas por convección:

Mes	Pérdidas (MJ/m ²)
Junio	14,0
Julio	11,5
Agosto	11,3
Septiembre	12,4

Tabla 6.13: Pérdidas por convección.

-Pérdidas por radiación:

Mes	Pérdidas (MJ/m ²)
Junio	13,50
Julio	12,35
Agosto	12,25
Septiembre	12,75

Tabla 6.14: Pérdidas por radiación.

-Pérdidas por evaporación:

Mes	Pérdidas (MJ/m ²)
Junio	3,9
Julio	3,9
Agosto	3,9
Septiembre	3,9

Tabla 6.15: Pérdidas por evaporación.

Tras el cálculo de las pérdidas, hay que restarle a éstas la ganancia de la radiación solar incidente sobre la superficie de la piscina. Según el método de CENSOLAR, se toma un 85% de la radiación incidente por las posibles sombras:

Mes	85% de la radiación (MJ/m ²)
Junio	14,45
Julio	15,64
Agosto	13,18
Septiembre	11,05

Tabla 6.16: 85% de la radiación incidente.

Con un total de pérdidas de energía igual a las siguientes:

Mes	Pérdidas (MJ/m ²)
Junio	16,95
Julio	12,11
Agosto	14,28
Septiembre	18,00

Tabla 6.17: Pérdidas totales.

Para obtener la carga total, se tiene que multiplicar por la superficie de la piscina, siendo ésta de 60 m², por lo que se obtiene:

Mes	Carga de la piscina (W)
Junio	11.770,83
Julio	8.409,72
Agosto	9.913,19
Septiembre	12.500,00

Tabla 6.18: Cargas de piscina.

6.4 Demanda energética del edificio.

Con el estudio de las cargas energéticas se puede ver la demanda de energía térmica para el edificio.

Mes	Cargas de calefacción (kW)	Cargas de ACS (kW)	Cargas de piscina (kW)	Cargas totales (kW)
Enero	29,729	5,100		34,829
Febrero	27,839	5,002		32,841
Marzo	26,217	4,806		31,024
Abril	22,707	4,610		27,317
Mayo	13,495	4,512		18,007
Junio		4,414	11,771	16,185
Julio		4,316	8,410	12,725
Agosto		4,414	9,913	14,327
Septiembre		4,512	12,500	17,012
Octubre	7,824	4,610	17,309	29,743
Noviembre	20,404	4,806		25,210
Diciembre	27,163	5,100		32,263

Tabla 6.19: Demanda energética total.

Mostrándose gráficamente las distintas demandas:

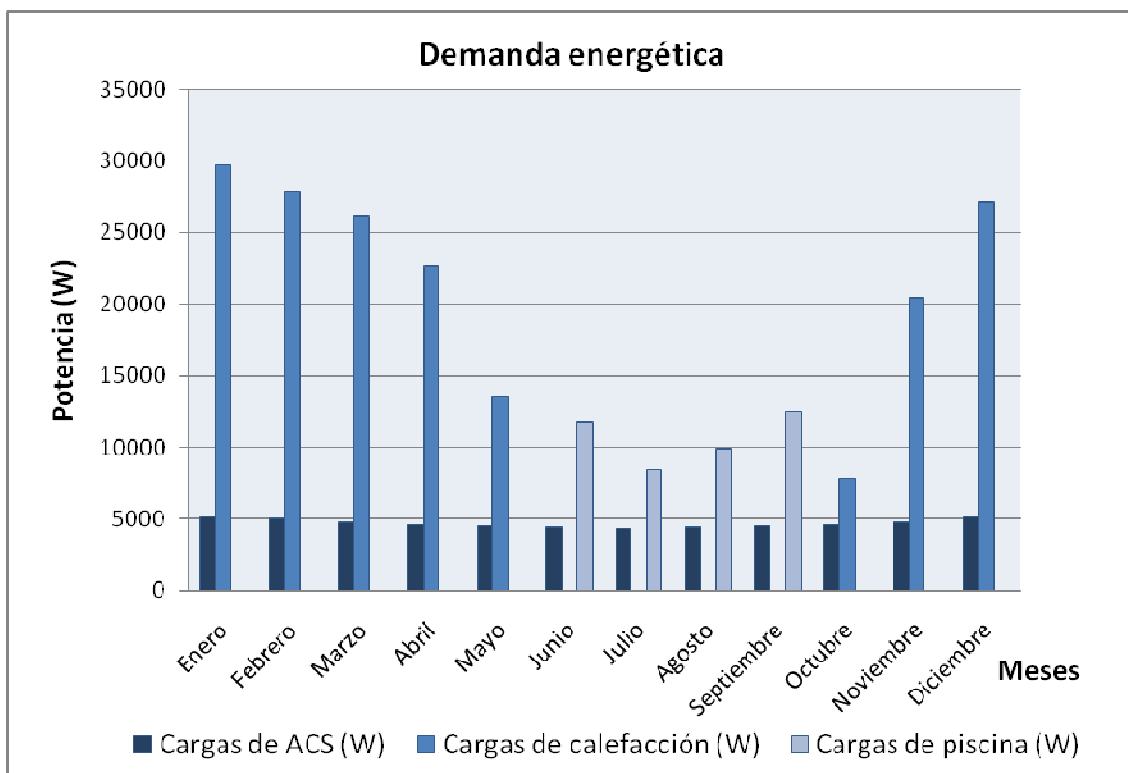


Figura 6.1: Demanda de energía.

El mes con mayor demanda energética es enero, tomándose como el mes de diseño del sistema energético del edificio. El mínimo consumo se produce en julio, con unas cargas térmicas mínimas.

7. DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN.

Se proyecta resolver la demanda de agua caliente sanitaria del edificio, así como la demanda de calefacción, y la climatización de la piscina, con una instalación solar térmica de baja temperatura, cuyo esquema se adjunta a continuación:

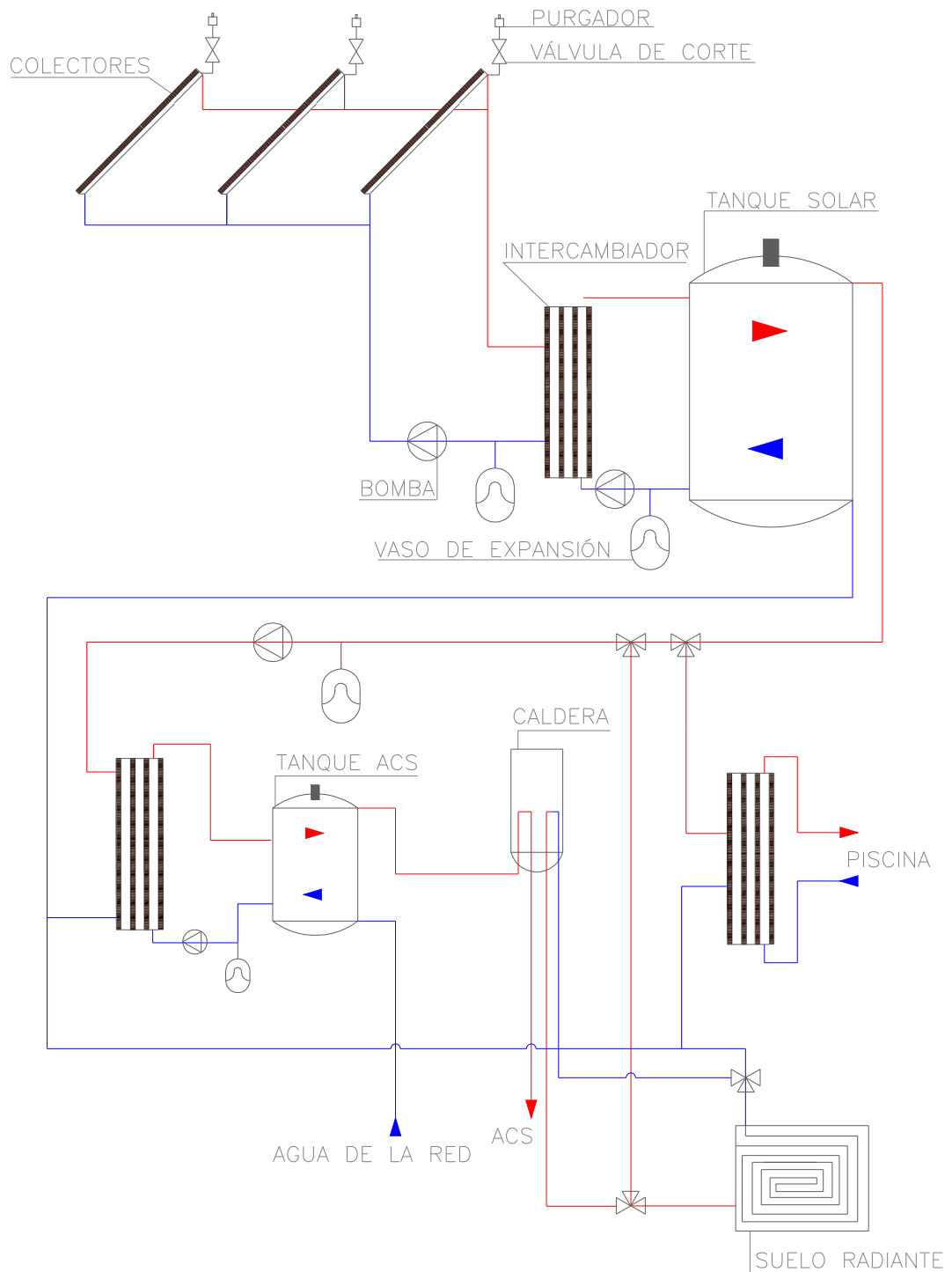


Figura 7.1: Esquema de la instalación.

Como se puede observar en el esquema, la instalación presenta varias partes diferenciadas. Por un lado encontramos el circuito primario, cuyo componente principal es el conjunto de colectores. El fluido de este circuito está separado del resto de la instalación ya que se encuentra a la intemperie y debe estar protegido contra heladas, por lo que se debe usar como fluido caloportador una mezcla de agua y anticongelante. A continuación se encuentra el circuito secundario que se encarga del intercambio de calor con el circuito primario y su acumulación de calor en un depósito para el resto de la instalación. El sistema terciario es el que distribuye el calor al sistema de ACS, al sistema de calefacción y al sistema de climatización de la piscina. En los sistemas secundario y terciario se usa agua como fluido caloportador.

Los principales componentes de la instalación son: colectores, depósitos de almacenamiento, intercambiadores de calor, bombas, conductos, sistema de energía auxiliar, sistema de ACS, sistema de calefacción, sistema de climatización de la piscina.

- Colectores:

El sistema de captación de radiación solar está compuesto por una serie de colectores de baja temperatura, con la capacidad de absorber eficientemente la radiación solar y convertirla en energía térmica, transmitiéndola a un fluido caloportador.

El funcionamiento de los colectores de baja temperatura se basa en el efecto invernadero. Al llegar la radiación solar sobre el colector, el vidrio actúa como filtro para ciertas longitudes de onda, dejando pasar la radiación visible, que es la mayoría de la energía, llegando hasta la placa absorbidora. La radiación calienta la placa, emitiendo ésta radiación infrarroja, pero el vidrio no deja pasar esas longitudes de onda. Con esto se consigue calentar la placa por encima de la temperatura exterior, permitiendo calentar el fluido caloportador del circuito primario.

-Tanques de almacenamiento:

El sistema de almacenamiento sirve para acumular la energía recogida por los colectores, debido al desfase entre consumo y captación solar. La instalación presenta dos depósitos de almacenamiento, uno de mayor tamaño para acumular el calor procedente del circuito primario y otro para el sistema de ACS.

Se emplean tanques verticales para una mejor estratificación del fluido interior, estableciéndose un mayor gradiente térmico debido a la diferencia de densidad, por lo que se establecen distintas capas térmicas, permaneciendo la parte fría en la parte inferior y el fluido a mayor temperatura en la zona superior del tanque. Para esto es necesario que el fluido en el interior sea lo más estático posible, teniendo especial cuidado en la entrada y salida del tanque, por lo que en las entradas de retorno de consumo está equipada con una placa deflectora en la parte interior, a fin de que la velocidad residual no destruya la estratificación en el acumulador.

Con el objetivo de aprovechar al máximo la energía captada y evitar pérdidas de estratificación en los depósitos, la situación de las tomas para las diferentes conexiones serán: la conexión de entrada de agua caliente procedente del intercambiador, se realiza a una altura comprendida entre el 50% y el 75% de la altura

del total del acumulador y la conexión de salida de agua fría del acumulador hacia los captadores se realiza por la parte inferior de éste.

-Intercambiadores de calor:

El sistema de intercambio de calor sirve para transferir el calor entre dos fluidos sin ponerlos en contacto directo. Se utilizan intercambiadores de placas compuestos por una serie de placas metálicas unidas por un bastidor, circulando los fluidos por su interior. Este tipo de intercambiadores tiene la ventaja de conseguir regímenes turbulentos, con un gran coeficiente de transmisión superficial, en un reducido espacio.

-Sistema hidráulico:

El sistema hidráulico sirve para el correcto transporte del fluido entre los componentes de la instalación. Para ello hay que cumplir los requisitos especificados en la normativa UNE-EN 806-1, y los materiales deberán cumplir lo especificado en las ISO/TR 10217. El sistema hidráulico está compuesto por conductos, bombas, válvulas, purgadores y vasos de expansión.

Las tuberías se diseñarán con el objeto de evitar pérdidas térmicas, siendo la longitud lo más corta posible, evitando los codos y otras pérdidas de carga. El diseño y los materiales deberán de ser tales que no exista la posibilidad de obturaciones o depósitos de cal en sus circuitos que influyan en el rendimiento del sistema. Por lo que se utilizarán conductos de cobre para la instalación, con un diámetro que permita una baja velocidad para reducir las pérdidas de carga, excepto en las destinadas al calentamiento de la piscina, que será de PVC de gran diámetro, con un gran caudal.

Las bombas de circulación sirven para compensar todas las pérdidas de carga del circuito, estando situadas en las zonas más frías del circuito, teniendo en cuenta que no se produzca ningún tipo de cavitación y con el eje de rotación horizontal. Para la bomba del circuito primario se tendrá en cuenta que sea compatible con el anticongelante utilizado y para el circuito de agua caliente sanitaria los materiales de la bomba serán resistentes a la corrosión.

Según el Pliego de Condiciones, para grandes instalaciones (con superficies de captación superiores a 50 m²), entre las que se incluye el presente proyecto, se montarán dos bombas idénticas en paralelo, dejando una de reserva, tanto en el circuito primario como en el secundario, estableciéndose el funcionamiento alterno de las mismas.

Los vasos de expansión cumplen la función de contrarrestar los cambios de volumen del fluido de trabajo. Se ubican en la aspiración de las bombas. Los vasos utilizados son cerrados, debido a la posibilidad de evaporación del fluido caloportador.

Las purgas de aire sirven para eliminar el aire acumulado en la instalación, situándose en los puntos más altos y en aquellos puntos de la instalación donde pueda quedar aire acumulado. Los sistemas de purga están constituidos por botellines de desaeración y un purgador.

Existen diferentes tipos de válvulas en base a la función que cumplan, así tenemos: para las válvulas de aislamiento, de vaciado, de llenado y de purga de aire se utiliza válvulas de esfera; para equilibrado de circuitos se utiliza de asiento; para

seguridad se utilizan de resorte; para retención se utilizan válvulas de disco de doble compuerta. Las válvulas de seguridad, deben ser capaces de derivar la potencia máxima de los captadores, de forma que no sobrepase la máxima presión del sistema.

-Sistema de ACS:

El sistema de ACS está compuesto por un depósito para dar un correcto servicio a la demanda del consumo de agua caliente sanitaria, obteniendo el calor del circuito terciario mediante un intercambiador de placas. El fluido almacenado tiene las condiciones para ser empleado como agua caliente sanitaria, por lo que todos los componentes de esta parte de la instalación requieren cumplir las calidades relativas a la salubridad marcadas en el Documento Básico HS4 del CTE.

-Sistema de calefacción:

La calefacción se resuelve mediante un sistema de suelo radiante, consistente en una red de tuberías que conduce un fluido caliente bajo el suelo. Este tipo de calefacción tiene unos resultados mucho mejores que los radiadores para el uso de energía solar térmica de baja temperatura, ya que usa temperaturas en torno a 45°C, frente a los 70°C de los radiadores.

Las temperaturas bajas permiten el mejor aprovechamiento de la energía solar, ya que para la calefacción se utiliza un sistema cerrado, y cuando la instalación solar no es capaz de llegar a la temperatura requerida, se calienta a través del sistema auxiliar y ya no será posible una contribución solar, a diferencia del sistema de ACS que al ser un circuito abierto siempre es posible precalentar el agua con el sistema solar y terminar de calentar con el sistema auxiliar.

El suelo radiante presenta otras ventajas frente a otros sistemas de calefacción, al conseguir una distribución cercana a la ideal de confort, como se puede observar en la siguiente figura:

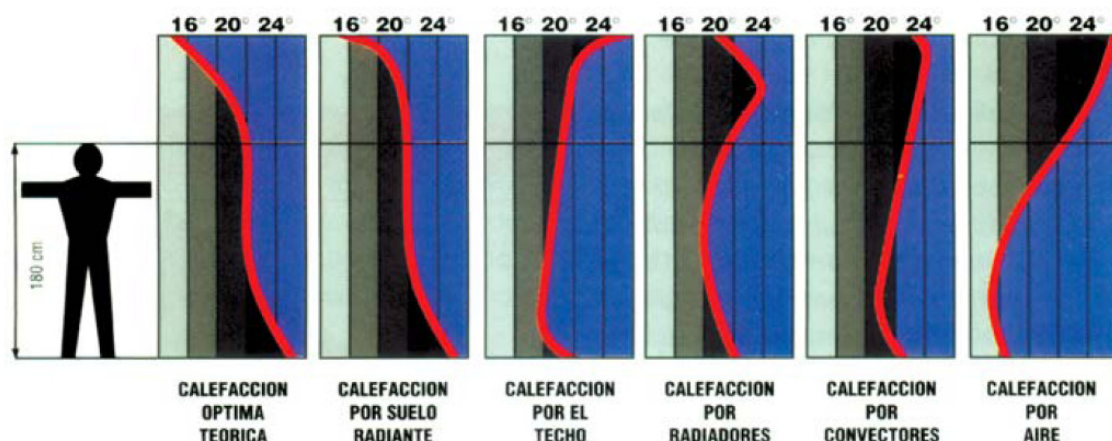


Figura 7.2: Tipos de sistemas de calefacción (Fuente: Industrial Blansol).

Es conveniente conseguir una mayor temperatura en el suelo que en el techo ya que el calor en los pies produce bienestar al contrario que un fuerte calor a nivel de

la cabeza. En los otros sistemas de calefacción representados, la temperatura del suelo es inferior a la del techo, lo que provoca una acumulación de calor donde menos se necesita. Por otro lado, el suelo radiante no tiene un único foco de calor, sino que mantiene uniforme la temperatura y la humedad a lo largo del lugar a climatizar, a diferencia de los otros sistemas.

Otra de las ventajas del suelo radiante es que se reducen las pérdidas de calor por conducción al trabajar a menores temperaturas, además de reducirse las pérdidas a través del techo.

A continuación se muestra el esquema constructivo de un sistema de calefacción resuelto mediante suelo radiante:

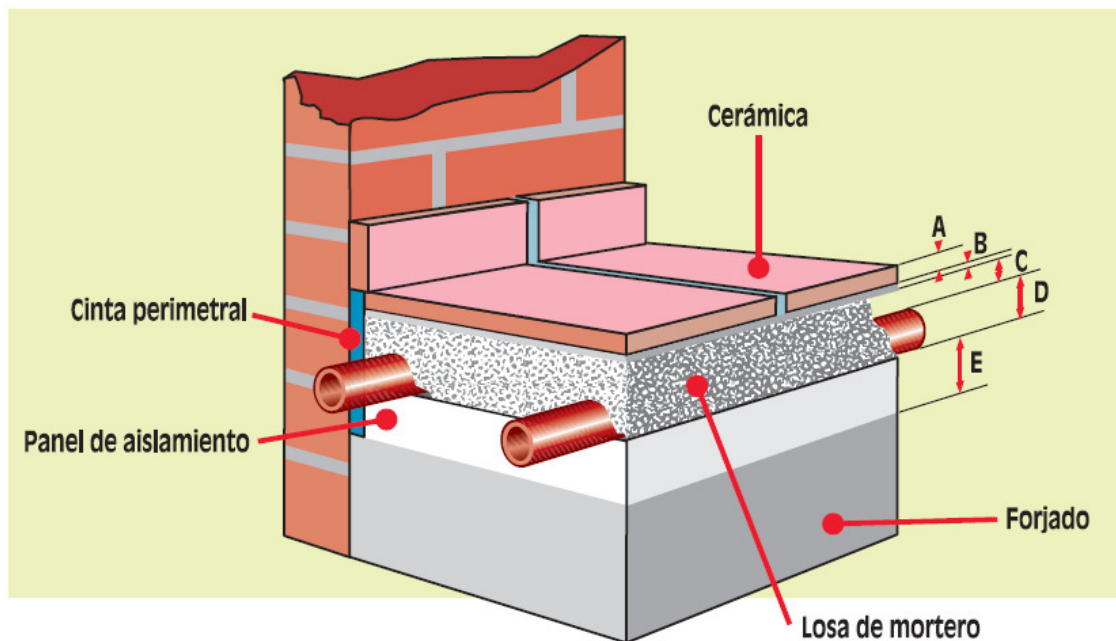


Figura 7.3: Esquema de suelo radiante (Fuente: Industrial Blansol).

Sobre el forjado se incluye una capa de material aislante, que minimiza las pérdidas de calor hacia parte inferior del habitáculo a climatizar. Sobre el aislante se colocan las tuberías y se sujetan a éste con unas grapas especiales. Una vez que está colocado se incluye una capa de mortero, para que las tuberías no se vean afectadas por las tensiones que produzcan las cargas que actúen sobre el solado. Sobre el mortero se coloca el pavimento deseado, pudiéndose colocar de cualquier tipo. En los encuentros con elementos verticales, se incluye una banda perimetral con el fin de absorber las dilataciones del suelo y para prevenir puentes térmicos.

Se necesita de una caja de registro con el fin de distribuir el agua caliente por cada uno de los circuitos de tubería correspondiente a cada estancia, permitiendo que la regulación independiente de las temperaturas de cada habitación en función de las necesidades.

-Sistema de climatización de la piscina:

El sistema de climatización de la piscina está compuesto por un intercambiador de calor que absorbe el calor del sistema terciario, cediéndolo al agua que va directamente a la piscina. Siendo este agua impulsada por la bomba de la depuradora.

Para el calentamiento del agua de la piscina, al encontrarse a la intemperie, sólo se podrá utilizar la contribución solar, no pudiéndose utilizar el sistema de energía auxiliar. Y con el fin de ahorrar energía, la piscina climatizada estará protegida con una manta térmica para evitar pérdidas por evaporación durante el tiempo que esté fuera de servicio.

La piscina se climatiza a una temperatura de 25 °C, cumpliendo lo establecido en el RITE para piscinas al aire libre. El termostato de control sobre la temperatura se equilibrará de forma que se cumpla lo establecido por el RITE-ITE 10.2.1.2

El calentamiento de la piscina sirve también como medio de disipación de energía para cuando haya excedente de energía solar, con el fin de no sobrecalentarse la instalación.

-Sistema de energía auxiliar:

El sistema de energía auxiliar está integrado por una caldera de gas natural, que se pondrá en funcionamiento cuando la instalación solar no pueda cumplir con los requerimientos de los usuarios para ACS y calefacción, dando continuidad en el abastecimiento térmico. El diseño del sistema de energía auxiliar se realiza de forma que sólo entre en funcionamiento cuando sea estrictamente necesario y se aproveche al máximo la energía extraída del campo de captación solar.

En ningún caso se introduce en el acumulador solar energía procedente de la fuente auxiliar, ya que si fuera así, se realizaría un gran consumo de gas natural, sin aprovechar la energía solar, cumpliendo así el Código Técnico de la Edificación.

Para cumplir con lo anterior, la conexión de ACS se realiza en serie con la caldera. Si la temperatura del tanque solar no es la requerida, pasará el ACS por la caldera, terminándose de calentar allí, aprovechando así la energía solar. El sistema auxiliar dispondrá de un termostato de control para ACS sobre la temperatura de preparación que cumpla con el RD 909/2001 relativo a la prevención y el control de la legionelosis.

Por el contrario, la conexión de la calefacción se realiza en paralelo con la caldera, ya que presenta un circuito cerrado y así no se introduce energía auxiliar en el tanque solar, siendo necesario un sistema de regulación que aproveche al máximo la energía solar.

8. DISEÑO DE LA INSTALACIÓN.

8.1 Colectores solares.

8.1.1 Descripción de los colectores.

Los colectores son una de las partes más importantes de la instalación, y de su elección depende de la eficiencia del sistema.

Inicialmente se realizan los cálculos para colectores solares planos, pero si no son capaces de generar la energía necesaria, con la superficie máxima utilizable del edificio, se usarán colectores de tubo de vacío, los cuales permiten llegar a temperaturas y eficiencias mayores.

Un colector solar plano está compuesto de las siguientes partes: la cubierta transparente, la capa de aire interior, la placa captadora, el aislante y la carcasa.

La cubierta transparente sirve para reducir las pérdidas por convección, donde parte de la radiación que ha atravesado la cubierta, llega a la placa captadora y es reflejada hacia la cubierta transparente, con una longitud de onda para la cual es opaca para ésta, con lo que se consigue retener la radiación en el interior, produciéndose efecto invernadero. La cubierta también asegura la estanqueidad.

El colector presenta una capa de aire interior entre la cubierta transparente y la placa captadora.

La placa captadora tiene por misión absorber de la forma más eficiente posible la radiación solar y transformarla en energía térmica mediante su transferencia al fluido caloportador. La cara de la placa captadora que se expone al sol, debe de tener como características un alto coeficiente de absorción y un bajo coeficiente de emisión.

El aislante térmico se encuentra tras la placa captadora para evitar las pérdidas de calor por la parte posterior. La carcasa es la encargada de proteger y soportar los elementos del colector, siendo rígida para asegurar la estabilidad y las cargas de las inclemencias externas.

El colector de tubo de Vacío es similar al anterior, pero presentando vacío entre el vidrio y el absorbedor en vez de aire, por lo que el colector debe de tener una mejor fabricación y unos materiales más comprometidos, siendo su coste más elevado.

El colector solar plano elegido para la instalación es el modelo de colector Agila FK 100 del fabricante Agila Solar GmbH. Las características técnicas se pueden observar en el *Anexos 5 Hojas de características*. Siendo las características principales:

- Dimensiones: 1,987m x 1,046m, con una superficie útil de 1,903m².
- Caudal: de 36 a 300 l/h, siendo el caudal nominal de 80 l/h.
- Volumen: tiene una capacidad de contenido de fluido de 1,1 litro.
- Rendimiento óptico: $\eta_o = 0,731$

8.1.2 Fluido de trabajo en el circuito primario.

La selección del fluido de trabajo para los captadores se debe basar en las condiciones térmicas del ambiente exterior de la localización donde se desarrolla el proyecto. El presente proyecto está situado en Santander, con una temperatura mínima registrada de $-3,8^{\circ}\text{C}$, por lo que es necesario un fluido caloportador que aguante esas temperaturas sin llegar a congelarse.

El agua no puede ser el fluido de trabajo de los colectores, ya que su punto de congelación está en torno a los 0°C siendo superior a la necesaria.

Pero para el resto de la instalación si es posible la utilización del agua como fluido de trabajo, por lo que se opta por independizar la parte de la instalación que está en la intemperie con el resto. Llamando a la parte donde se encuentran los colectores circuito primario.

El fluido elegido para el circuito primario es una mezcla de agua con anticongelante. El anticongelante elegido es el propilenglicol que permite que el fluido aguante menores temperaturas sin congelarse. Se elige una disolución que soporte una temperatura de -7°C .

Del Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE), se toma la instrucción DTIE 8.03, donde indica que la disolución de agua-propilenglicol que permite alcanzar la temperatura de -7°C , es del 15%.

Las características de la disolución, se obtienen de *M. Conde Engineering*, con los siguientes valores para una temperatura de 30°C :

	Densidad (kg/m^3)	Calor específico ($\text{J/kg}\cdot\text{K}$)	Viscosidad ($\text{Pa}\cdot\text{s}$)	Conductividad térmica ($\text{W/m}\cdot\text{K}$)	Pr
Disolución	1.005	4.070	$1,5\cdot 10^{-3}$	0,55	10

Tabla 8.1: Características de la disolución.

8.1.3 Resistencias térmicas en los colectores.

El fluido interior del colector está a una temperatura superior que el ambiente, teniendo pérdidas térmicas. Estas pérdidas son convectivas, conductivas y radiativas.

El cálculo de las resistencias del colector se ha realizado siguiendo el artículo *Transferencia de calor en colectores solares planos, considerando velocidad y dirección del viento* de Rodríguez, M. C., Rodríguez, P. A., Salgado, R., Venegas, M., Lecuona, A.

En la siguiente figura se puede ver el esquema de las resistencias térmicas del colector:

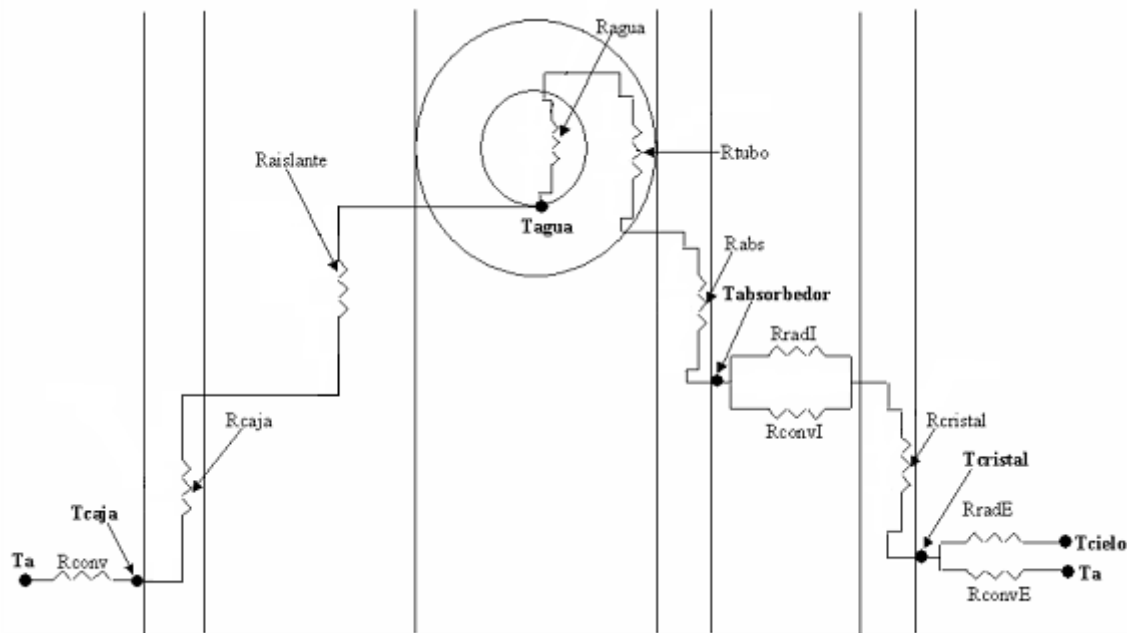


Figura 8.1: Esquema de las resistencias térmicas (Fuente: Transferencia de calor en colectores solares planos, considerando velocidad y dirección del viento).

Los procesos de transferencia de calor contemplados en este esquema son:

- Cubierta transparente: radiación entre la superficie de vidrio y el cielo, convección forzada debida al viento sobre el vidrio, conductividad en el vidrio.
- Capa de aire interior: convección natural en la capa de aire interna entre el vidrio y el absorbedor.
- Absorbedor: radiación entre el absorbedor y el vidrio, conductividad en las tuberías del absorbedor.
- Aislante: conductividad en el aislante
- Carcasa: convección forzada del viento en la parte trasera.

El cálculo de las resistencias térmicas del colector y así como el cálculo del calor útil y las pérdidas, se ha realizado para una superficie útil de colector de 1 m^2 , donde una vez conocida el área necesaria de colectores se calcula el resultado total. Las resistencias térmicas del colector son las siguientes:

-Resistencia conductiva del vidrio:

El cálculo de las resistencias conductivas se realiza con el cociente entre el espesor y el coeficiente conductivo del material:

$$R = \frac{L}{k}$$

R: resistencia del material ($\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$)

L: espesor del material (m)

k: coeficiente conductivo (W/m·K)

La cubierta transparente es un vidrio recocido con las siguientes características conductivas:

$$k_{\text{vidrio}} = 0,95 \text{ W/m}\cdot\text{K}$$

$$L_{\text{vidrio}} = 3,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$R_{\text{vidrio}} = \frac{L_{\text{vidrio}}}{k_{\text{vidrio}}} = 3,158 \cdot 10^{-3} \text{ K}\cdot\text{m}^2 / \text{W}$$

-Resistencia conductiva del absorbedor:

El absorbedor es de cobre con las siguientes características conductivas:

$$k_{\text{abs}} = 401 \text{ W/m}\cdot\text{K}$$

$$L_{\text{abs}} = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$R_{\text{abs}} = \frac{L_{\text{abs}}}{k_{\text{abs}}} = 3,74 \cdot 10^{-6} \text{ K}\cdot\text{m}^2 / \text{W}$$

-Resistencia conductiva de la tubería:

El cálculo de la resistencia conductiva de la tubería se calcula con la siguiente expresión:

$$R_{\text{tubo}} = \frac{\ln\left(\frac{D_{\text{ext}}}{D_{\text{int}}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{\text{tubo}} \cdot L_{\text{tubo}}}$$

Las tuberías son de cobre con las siguientes características:

D_{ext}: diámetro exterior del tubo, D_{tubo} = 20·10⁻³ m

D_{int}: diámetro interior del tubo, D_{tubo} = 18·10⁻³ m

L_{tubo}: longitud de tubería en un metro cuadrado de colector, L_{tubo} = 7,44 m

$$k_{\text{tubo}} = 401 \text{ W/m}\cdot\text{K}$$

$$R_{\text{tubo}} = \frac{\ln\left(\frac{D_{\text{ext}}}{D_{\text{int}}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{\text{tubo}} \cdot L_{\text{tubo}}} = 5,62 \cdot 10^{-6} \text{ K}\cdot\text{m}^2 / \text{W}$$

-Resistencia convectiva del fluido caloportador:

El cálculo de una resistencia convectiva es igual a la inversa del coeficiente convectivo:

$$R_{\text{fluido}} = \frac{1}{h_{\text{fluido}}}$$

h_{fluido} : coeficiente convectivo del fluido caloportador ($\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$)

Para el cálculo del coeficiente convectivo del fluido caloportador es necesario el cálculo del número de Nusselt y para ello el número de Reynolds. Usando la siguiente expresión:

$$\text{Re} = \frac{\rho_{\text{fluido}} \cdot u_{\infty} \cdot L_D}{\mu_{\text{fluido}}}$$

Re: número de Reynolds

ρ_{fluido} : densidad del fluido caloportador, $\rho_{\text{fluido}} = 1.005 \text{ kg/m}^3$

u_{∞} : velocidad del fluido para el caudal nominal, $u_{\infty} = 1,67 \text{ m/s}$

L_D : diámetro hidráulico, $L_D = 16 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

μ_{fluido} : viscosidad dinámica del fluido caloportador, $\mu_{\text{fluido}} = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m} \cdot \text{s}$

$$\text{Re} = \frac{\rho_{\text{fluido}} \cdot u_{\infty} \cdot L_D}{\mu_{\text{fluido}}} = 17.902,4$$

Presenta régimen turbulento al ser el número de Reynolds mayor a 4.000. Por lo que el número de Nusselt se calcula con la correlación de Dittus-Boelter:

$$Nu = 0,023 \cdot \text{Re}^{4/5} \cdot \text{Pr}^{0,4}$$

Pr. Número de Prant del fluido caloportador, $\text{Pr} = 10$

$$Nu = 0,023 \cdot \text{Re}^{4/5} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 145,9$$

Calculando el coeficiente convectivo en función de éste.

$$h_{\text{fluido}} = \frac{Nu \cdot k_{\text{fluido}}}{L_D}$$

k_{fluido} : coeficiente conductivo del fluido caloportador, $k_{\text{fluido}} = 0,55 \text{ W/m} \cdot \text{K}$

$$h_{\text{fluido}} = 5015,3 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$R_{\text{fluido}} = 1,99 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

-Resistencia conductiva del aislante:

El aislante es de poliestireno expandido con las siguientes características conductivas:

$$k_{\text{ais}} = 0,04 \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

$$L_{\text{ais}} = 50 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$R_{\text{ais}} = \frac{L_{\text{ais}}}{k_{\text{ais}}} = 1,25 \text{ K} \cdot \text{m}^2 / \text{W}$$

-Resistencia conductiva de la caja:

La caja es de aluminio anodizado con las siguientes características conductivas:

$$k_{\text{caja}} = 237 \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

$$L_{\text{caja}} = 5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$R_{\text{caja}} = \frac{L_{\text{caja}}}{k_{\text{caja}}} = 2,11 \cdot 10^{-5} \text{ K} \cdot \text{m}^2 / \text{W}$$

-Resistencia radiativa exterior del vidrio al cielo:

La resistencia radiativa que emite el vidrio hacia el cielo cumple la siguiente expresión:

$$R_{\text{radE}} = \frac{1}{\epsilon_{\text{cristal}} \cdot \sigma \cdot [(T_{\text{vidrio}})^2 + (T_{\text{cielo}})^2] \cdot (T_{\text{vidrio}} + T_{\text{cielo}})}$$

R_{radE} : resistencia radiativa exterior del vidrio al cielo ($\text{m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$)

ϵ_{vidrio} : emisividad del vidrio, $\epsilon_{\text{vidrio}} = 0,1$

σ : constante de Stefan Boltzmann, $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$

T_{cielo} : temperatura del cielo (K)

T_{vidrio} : temperatura del vidrio (K). La temperatura del vidrio se aproxima a la obtenida por la correlación siguiente:

$$T_{\text{vidrio}} = 1,042 \cdot T_a + 2,34$$

Comprobando que se obtiene unos resultados análogos.

La expresión de la temperatura del cielo se ha obtenido del libro *Solar technologies for buildings* de Ursula Eicker, siendo:

$$T_{\text{cielo}} = T_{\text{amb}} \cdot \sqrt[4]{0,8 + \frac{T_{\text{rocio}} - 273}{250}}$$

T_{amb} : temperatura ambiente (K)

T_{rocio} : temperatura del punto de rocío (K). Calculándose con la siguiente expresión:

$$T_{\text{rocio}} = \sqrt[8]{\frac{H}{100}} \cdot (110 + T_{\text{amb}}) - 110$$

H: humedad relativa (%)

Con unos valores medios anuales representados en la siguiente tabla:

Temperatura ambiente (K)	Humedad (%)	Temperatura de rocío (K)	Temperatura del cielo (K)
287,35	74,25	282,82	275,04

Tabla 8.2: Temperatura del cielo.

Con un valor de la resistencia de radiativa exterior del vidrio al cielo media anual igual a:

$$R_{\text{radE}} = 1,881 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

Y con unos valores mensuales iguales a:

Mes	Temperatura ambiente (K)	Humedad (%)	Temperatura de rocío (K)	Temperatura del cielo (K)
Enero	282,85	71	277,83	269,10
Febrero	283,45	71	278,41	269,86
Marzo	283,95	71	278,89	270,50
Abril	285,05	74	280,55	272,09
Mayo	287,45	75	283,06	275,21
Junio	290,15	77	286,07	278,78
Julio	292,45	77	288,29	281,72
Agosto	292,65	78	288,69	282,05
Septiembre	291,65	77	287,52	280,70
Octubre	289,25	75	284,80	277,50
Noviembre	285,65	73	280,92	272,79
Diciembre	283,65	72	278,80	270,18

Tabla 8.3: Temperatura del cielo mensual.

La resistencia de radiativa exterior del vidrio al cielo tiene un valor de cada mes igual a:

Mes	Resistencia radiativa exterior (m ² ·K /W)
Enero	1,989
Febrero	1,975
Marzo	1,962
Abril	1,934
Mayo	1,878
Junio	1,817
Julio	1,768
Agosto	1,763
Septiembre	1,785
Octubre	1,838
Noviembre	1,921
Diciembre	1,969

Tabla 8.4: Resistencia radiativa exterior.

-Resistencia convectiva debido al viento en el vidrio:

La resistencia convectiva debido al viento en el vidrio del colector se define como la inversa del coeficiente convectivo. Para la localización del presente proyecto, la dirección predominante del viento es la oeste, por lo que se tiene un coeficiente convectivo de flujo paralelo:

$$R_{convviento} = \frac{1}{h_{PFup}}$$

$R_{convviento}$: resistencia convectiva en el vidrio debido al viento (m²·K /W).

h_{PFup} : coeficiente convectivo de flujo paralelo en el vidrio (W/ m²·K)

Calculándose el coeficiente convectivo con la expresión:

$$h_{PFup} = \frac{Nu_{PFup} \cdot k_{aire}}{L_{colector}}$$

$L_{colector}$: longitud del colector, $L_{colector} = 1,046$ m

k_{aire} : coeficiente de conducción del aire (W/m·K). Depende de la temperatura del aire.

Nu_{PFup} : número de Nusselt para flujo paralelo en la parte superior del colector.

El número de Nusselt para flujo paralelo en la parte superior del colector se calcula con la siguiente expresión:

$$Nu_{PFup} = 0,105 \cdot Re_{PF}^{0,646} \cdot Pr^{1/3}$$

Pr : número de Prandtl del aire, siendo función de la temperatura.

Re: número de Reynolds del aire en cada una de las condiciones.

Los valores del coeficiente de conducción del aire y el número de Prandtl anuales son los siguientes:

Temperatura ambiente (K)	Coeficiente de conducción (W/m·K)	Pr
287,2	0,0253	0,710

Tabla 8.5: Coeficiente de conducción y Prandtl.

Los valores del coeficiente de conducción del aire y el número de Prandtl mensuales son los expresados en la siguiente tabla:

Mes	Temperatura ambiente (K)	Coeficiente de conducción (W/m·K)	Pr
Enero	282,7	0,0249	0,711
Febrero	283,3	0,0250	0,711
Marzo	283,8	0,0250	0,711
Abril	284,9	0,0251	0,711
Mayo	287,3	0,0253	0,710
Junio	290	0,0255	0,710
Julio	292,3	0,0257	0,709
Agosto	292,5	0,0257	0,709
Septiembre	291,5	0,0256	0,709
Octubre	289,1	0,0254	0,710
Noviembre	285,5	0,0251	0,711
Diciembre	283,5	0,0250	0,711

Tabla 8.6: Coeficiente de conducción y Prandtl mensual.

El número de Reynolds se calcula con la siguiente expresión:

$$Re = \frac{\rho_{aire} \cdot u_{\infty} \cdot L_{colector}}{\mu_{aire}}$$

ρ_{aire} : densidad del aire (kg/m³)

u_{∞} : velocidad del fluido, velocidad del viento (m/s)

μ_{aire} : viscosidad dinámica del aire (kg/m·s)

El valor de número de Reynolds anual es el siguiente:

Velocidad media (m/s)	Densidad (kg/m ³)	Viscosidad dinámica (kg/m·s)	Re
4,792	1,221	$1,782 \cdot 10^{-5}$	$343,45 \cdot 10^3$

Tabla 8.7: Número de Reynolds.

El valor de número de Reynolds mensual es el expresado en la siguiente tabla:

Mes	Velocidad media (m/s)	Densidad (kg/m ³)	Viscosidad dinámica (kg/m·s)	Re
Enero	5,694	1,242	$1,760 \cdot 10^{-5}$	$420,49 \cdot 10^3$
Febrero	4,506	1,239	$1,763 \cdot 10^{-5}$	$331,38 \cdot 10^3$
Marzo	5,131	1,237	$1,765 \cdot 10^{-5}$	$376,11 \cdot 10^3$
Abril	4,983	1,232	$1,771 \cdot 10^{-5}$	$362,67 \cdot 10^3$
Mayo	4,133	1,221	$1,783 \cdot 10^{-5}$	$296,07 \cdot 10^3$
Junio	3,772	1,208	$1,796 \cdot 10^{-5}$	$265,40 \cdot 10^3$
Julio	3,606	1,197	$1,808 \cdot 10^{-5}$	$249,82 \cdot 10^3$
Agosto	4,167	1,196	$1,809 \cdot 10^{-5}$	$288,32 \cdot 10^3$
Septiembre	4,486	1,201	$1,804 \cdot 10^{-5}$	$312,50 \cdot 10^3$
Octubre	5,261	1,212	$1,792 \cdot 10^{-5}$	$372,38 \cdot 10^3$
Noviembre	5,678	1,229	$1,774 \cdot 10^{-5}$	$411,57 \cdot 10^3$
Diciembre	6,072	1,238	$1,764 \cdot 10^{-5}$	$446,02 \cdot 10^3$

Tabla 8.8: Número de Reynolds mensual.

Los resultados anuales del coeficiente convectivo y de la resistencia convectiva debida al viento en el vidrio son los siguientes:

h_{PFup} (W/ m ² ·K)	$R_{conupviento}$ (m ² ·K /W)
8,507	0,119

Tabla 8.9: Resistencia convectiva delantera.

Los resultados mensuales del coeficiente convectivo y de la resistencia convectiva debida al viento en el vidrio son los expresados en la siguiente tabla:

Mes	h_{PFup} (W/ m ² ·K)	$R_{conupviento}$ (m ² ·K /W)
Enero	9,590	0,104
Febrero	8,238	0,121
Marzo	8,953	0,112
Abril	8,775	0,114
Mayo	7,754	0,129
Junio	7,284	0,137
Julio	7,054	0,142
Agosto	7,742	0,129
Septiembre	8,131	0,123
Octubre	9,041	0,111
Noviembre	9,540	0,105
Diciembre	9,987	0,100

Tabla 8.10: Resistencia convectiva delantera mensual.

-Resistencia convectiva debido al viento en la caja:

La resistencia convectiva debido al viento en la parte posterior del colector se define como la inversa del coeficiente convectivo de flujo paralelo:

$$R_{convdownviento} = \frac{1}{h_{PFdown}}$$

$R_{convdownviento}$: resistencia convectiva en la caja debido al viento ($m^2 \cdot K / W$)

h_{PFdown} : coeficiente convectivo de flujo paralelo en el caja ($W / m^2 \cdot K$)

Calculándose el coeficiente convectivo con la expresión:

$$h_{PFdown} = \frac{Nu_{PFdown} \cdot k_{aire}}{L_{colector}}$$

El cálculo de la resistencia convectiva debido al viento en la caja es igual al cálculo de la resistencia sobre el vidrio, pero variando las expresiones del número de Nusselt. El número de Nusselt para flujo paralelo en la parte posterior del colector es:

$$Nu_{PF} = 8,948 \cdot Re_{PF}^{0,385} \cdot Pr^{1/3}$$

Los resultados anuales del coeficiente convectivo y de la resistencia convectiva debida al viento en la caja son los siguientes:

h_{PF} ($W / m^2 \cdot K$)	$R_{convdownviento}$ ($m^2 \cdot K / W$)
26,018	0,039

Tabla 8.11: Resistencia convectiva trasera.

Los resultados mensuales del coeficiente convectivo y de la resistencia convectiva debida al viento en la caja son los expresados en la siguiente tabla:

Mes	h_{PF} ($W / m^2 \cdot K$)	$R_{convdownviento}$ ($m^2 \cdot K / W$)
Enero	27,832	0,036
Febrero	25,441	0,039
Marzo	26,753	0,037
Abril	26,470	0,038
Mayo	24,661	0,041
Junio	23,838	0,042
Julio	23,451	0,043
Agosto	24,796	0,040
Septiembre	25,501	0,039
Octubre	27,085	0,037
Noviembre	27,842	0,036
Diciembre	28,541	0,035

Tabla 8.12: Resistencia convectiva trasera mensual.

8.1.4 Pérdidas térmicas en los colectores.

Para el cálculo de las pérdidas se ha desarrollado un sistema de ecuaciones introduciéndolo en la aplicación Mathcad. Éste es un programa algebraico de computadora con un entorno de documentación técnica con prestaciones de cálculo numérico y simbólico, se encuentra organizado como una hoja de trabajo, en las que las ecuaciones y expresiones se muestran gráficamente, no como simple texto.

Una vez introducidas las resistencias calculadas anteriormente se introducen las ecuaciones, siendo en su mayoría balances de potencias térmicas, todas ellas por unidad de área, ya que todavía se desconoce el área.

Las ecuaciones empleadas son las siguientes:

-Potencia térmica útil:

$$Q_u = \frac{T_{abs} - T_{fluido}}{R_{abs} + R_{tubo} + R_{fluido}}$$

Q_u : potencia térmica útil (W/m^2)

T_{abs} : temperatura en el absorbedor (K)

T_{fluido} : temperatura del fluido caloportador, siendo la media entre la temperatura de entrada y de salida del colector (K)

-Potencia térmica de pérdidas por la parte trasera del colector:

$$Q_{PCdown} = \frac{T_{abs} - T_a}{R_{ais} + R_{caja} + R_{convdown}}$$

Q_{PCdown} : potencia térmica perdida por la parte posterior del colector (W/m^2)

T_a : temperatura del ambiente (K)

-Potencia térmica de pérdidas por la parte delantera del colector:

Se tiene las siguientes ecuaciones para las pérdidas por la parte delantera del colector:

$$Q_{PCup} = \frac{T_{cristal} - T_{cielo}}{R_{radE}} + \frac{T_{cristal} - T_a}{R_{convviento}}$$

$$Q_{PCup} = \frac{T_{abs} - T_{cristal}}{R_{cristal}}$$

Q_{PCup} : potencia térmica perdida por la parte superior del colector (W/m^2)

-Balance de potencia en el colector:

$$I = Q_u + Q_{PCup} + Q_{PCdown}$$

I: irradiación que incide sobre los colectores (W/m^2)

-Pérdidas en el colector:

$$Q_{PC} = Q_{PCup} + Q_{PCdown}$$

Q_{PC} : potencia térmica de pérdidas totales (W/m^2)

-Rendimiento del colector:

$$\eta_{potencia} = \frac{Q_u}{I}$$

$\eta_{potencia}$: rendimiento del colector, sin contar las pérdidas ópticas.

8.2 Cálculo de la instalación de ACS.

El cálculo de la instalación se realiza mediante la aplicación Mathcad. Para el cálculo de la solución en la aplicación Mathcad, es necesario introducir todas las ecuaciones con los datos e introduciendo los valores de las variables, estos valores deben de ser lo más parecido posible a los de la solución, por lo que se realiza el cálculo mediante una serie de iteraciones, introduciendo inicialmente el sistema lo más simplificado posible y poco a poco introducir todo el sistema de ecuaciones.

Inicialmente se ha realizado funcionando la instalación sólo para la generación de ACS. Tampoco se han tenido en cuenta inicialmente las pérdidas de calor a través de las tuberías de salida y entrada de los colectores.

Primero se calcula el área de superficie de colectores necesaria, fijando el valor de contribución solar de ACS, que para cumplir el Código Técnico de la Edificación y la Ordenanza Municipal de Santander, el valor mínimo de contribución solar debe de ser superior al 60%. Las ecuaciones empleadas son las siguientes:

-Balance de energía en los colectores:

$$(I \cdot \eta - Q_{PC}) \cdot A - m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{co} - T_{ci}) = 0$$

I: radiación en el plano inclinado (W/m^2)

η : rendimiento óptico del colector.

Q_{PC} : pérdidas de transferencia de calor en los colectores (W/m^2)

A: superficie total de colectores (m^2)

m_1 : caudal másico en el circuito primario (kg/s)

C_{p1} : calor específico del fluido del circuito primario, $C_{p1} = 3602 J/kg \cdot K$

T_{co} : Temperatura en la salida del colector (K)

T_{ci} : Temperatura en la entrada del colector (K)

-Balance de energía en el intercambiador de calor:

$$m_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_{co} - T_{ci}) = m_2 \cdot Cp_{agua} \cdot (T_{ico} - T_{ici})$$

m_2 : Caudal másico del fluido frío del intercambiador de calor (kg/s). Este caudal es igual al caudal másico en el circuito primario, ya que el intercambiador de calor es simétrico, $m_2 = m_1$.

Cp_{agua} : Calor específico del fluido del circuito secundario, $Cp_{agua} = 4187 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$

T_{ico} : Temperatura del fluido frío en la salida del intercambiador (K)

T_{ici} : Temperatura del fluido frío en la entrada del intercambiador (K)

-Eficiencia en el intercambiador de calor:

$$E_{ic} = \frac{m_2 \cdot Cp_{agua} \cdot (T_{ico} - T_{ici})}{m_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_{co} - T_{ci})}$$

E_{ic} : eficiencia de los intercambiadores de calor, $E_{ic} = 0,7$

-Balance de energía en el tanque de almacenamiento:

$$m_2 \cdot Cp_{agua} \cdot (T_{ico} - T_{ici}) = m_{cons} \cdot Cp_{agua} \cdot (T_{cons} - T_{red})$$

m_{cons} : caudal másico de consumo de ACS, $m_{cons} = 0,032 \text{ kg/s}$

T_{cons} : temperatura fría a la salida de tanque de ACS para consumir (K)

T_{red} : temperatura de la red (K)

-Grado de estratificación del tanque de almacenamiento:

$$T_t = \frac{T_{ico} \cdot m_2 + T_{red} \cdot m_{cons}}{m_2 + m_{cons}}$$

T_t : temperatura del tanque solar (K)

$$E_t = \frac{T_{cons} - T_t}{T_{ico} - T_t}$$

E_t : grado de estratificación del tanque solar, $E_t = 0,25$

-Contribución solar mínima anual:

$$f = \frac{T_{cons} - T_{red}}{T_{sum} - T_{red}}$$

f: contribución solar de ACS.

T_{sum} : temperatura de suministro de ACS, $T_{\text{sum}} = 333,15 \text{ K}$

Los valores medios anuales de las variables que se han utilizado son:

Temperatura ambiental ($^{\circ} \text{C}$)	Temperatura de la red ($^{\circ} \text{C}$)	Irradiación (W/m^2)	Pérdidas (W/m^2)
14,2	12,25	401,65	131,53

Tabla 8.13: Pérdidas medias anuales.

El valor de la contribución solar tiene que cumplir la normativa. El Documento Básico HE4 del CTE establece el valor de la contribución solar para Santander en un 30%. La Ordenanza Municipal sobre la Captación y el Aprovechamiento de la Energía Solar en el Ayuntamiento de Santander fija la contribución solar en un 60%, por lo que se toma este valor al ser más restrictivo y cumplir así ambas.

Fijando el valor de contribución solar $f=0,6$ se ha obtenido una **superficie de colectores de $68,742\text{m}^2$** , equivalente a un número de placas de 36,12 colectores. Tomando esta superficie como fija, se calcula la contribución solar mes a mes.

Los valores mensuales de las variables son:

Mes	Temperatura ambiental ($^{\circ} \text{C}$)	Temperatura de la red ($^{\circ} \text{C}$)	Irradiación (W/m^2)	Pérdidas (W/m^2)
Enero	9,7	8	231,94	102,36
Febrero	10,3	9	288,89	125,29
Marzo	10,8	11	402,47	250,84
Abril	11,9	13	420,18	263,21
Mayo	14,3	14	491,81	191,56
Junio	17,0	15	509,65	192,39
Julio	19,3	16	562,28	203,97
Agosto	19,5	15	505,26	187,13
Septiembre	18,5	14	491,67	184,9
Octubre	16,1	13	394,44	153,85
Noviembre	12,5	11	287,15	127,61
Diciembre	10,5	8	234,07	108,17

Tabla 8.14: Pérdidas mensuales.

m_1 es el caudal que circula por los colectores, teniendo que respetar el rango del caudal que da el fabricante de los colectores, eligiéndose el valor que mejores resultados se obtienen para la instalación. El valor elegido es el de caudal nominal, de 80 l/h por cada colector, con una caudal de todo el circuito primario de $m_1 = 1,704\text{kg/s}$.

Donde se ha obtenido una contribución solar de:

Mes	Potencia solar obtenida (W)	Potencia necesaria para ACS (W)	f
Enero	997,5	5,100	0,196
Febrero	1808,8	5,002	0,362
Marzo	2857,6	4,806	0,595
Abril	3226,2	4,610	0,700
Mayo	4087,85	4,512	0,906
Junio	4396,6	4,414	0,996
Julio	4726,4	4,316	1,095
Agosto	4518,2	4,414	1,024
Septiembre	4089,75	4,512	0,906
Octubre	3014,35	4,610	0,654
Noviembre	1498,15	4,806	0,312
Diciembre	943,35	5,100	0,185
Año (media)	3040	4,684	0,649

Tabla 8.15: Contribución solar mensual.

Con 37 colectores se cumpliría DB HE4 del Código Técnico de la Edificación y la Ordenanza Municipal sobre la Captación y el Aprovechamiento de la Energía Solar con una contribución solar para agua caliente sanitaria de un 60%, sin que ningún mes supere el 110% y sin que más de tres meses superen el 100% de la demanda.

8.3 Cálculo de la instalación de ACS con calefacción y piscina climatizada.

Para el cálculo de la instalación con ACS y calefacción o ACS y climatización de la piscina se utiliza el área máxima disponible de la cubierta. Con esta área se cubre parcialmente las demandas de calefacción y climatización de la piscina, donde si se quisiera cubrir completamente las demandas sería necesaria una superficie de colectores mucho mayor. El número de **colectores** máximo que entran en el alerón sur de la cubierta son **74**, cubriendo **140,822 m²**. Por lo que se utiliza un sistema de ecuaciones donde se fija el valor del área de captación. El sistema de ecuaciones utilizado es similar al utilizado en el caso anterior pero añadiendo varias ecuaciones, este sistema es el siguiente:

-Balance de energía en los colectores:

$$(I \cdot \eta - Q_{PC}) \cdot A - m_I \cdot C_{pI} \cdot (T_{co} - T_{ci}) = 0$$

-Balance de energía en el intercambiador de calor:

$$m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{ice} - T_{ics}) = m_2 \cdot C_{p_{agua}} \cdot (T_{ico} - T_{ici})$$

T_{ice} : Temperatura del fluido caliente en la entrada del intercambiador (K). Inicialmente no se ha tenido en cuenta las pérdidas en los conductos de salida y entrada en los colectores, por lo que $T_{ice} = T_{ci}$.

T_{ics} : Temperatura del fluido caliente en la salida del intercambiador (K). Donde $T_{ics} = T_{co}$.

-Eficiencia en el intercambiador de calor:

$$E_{ic} = \frac{m_2 \cdot C_{p_{agua}} \cdot (T_{ico} - T_{ici})}{m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{ice} - T_{ici})}$$

-Balance de energía en el tanque de almacenamiento:

$$m_2 \cdot C_{p_{agua}} \cdot (T_{ico} - T_{ici}) = m_t \cdot C_{p_{agua}} \cdot (T_{st} - T_{et})$$

m_t : caudal másico total para ACS, calefacción o climatización de piscina (kg/s)

T_{st} : temperatura a la salida del tanque solar para ACS, y calefacción o la piscina (K)

T_{et} : temperatura a la entrada del tanque solar de vuelta del circuito de ACS, y calefacción o la piscina (K)

-Grado de estratificación del tanque de almacenamiento:

$$T_{t1} = \frac{T_{ico} \cdot m_2 + T_{et} \cdot m_t}{m_2 + m_t}$$

T_{t1} : temperatura del tanque de almacenamiento (K)

$$E_t = \frac{T_{st} - T_{t1}}{T_{ico} - T_{t1}}$$

-Balance de energía en el intercambiador de calor de ACS:

$$m_{acs} \cdot C_{p_{agua}} \cdot (T_{st} - T_{acsr}) = m_{acs} \cdot C_{p_{agua}} \cdot (T_{acse} - T_{acss})$$

m_{acs} : caudal másico de fluido que va al intercambiador de calor de ACS (kg/s)

T_{acsr} : temperatura del fluido caliente a la salida del intercambiador de ACS (K)

T_{acse} : temperatura del fluido frío a la salida del intercambiador de ACS (K)

T_{acss} : temperatura del fluido frío a la entrada del intercambiador de ACS (K)

-Eficiencia en el intercambiador de calor de ACS:

$$E_{ic} = \frac{(T_{st} - T_{acsr})}{(T_{st} - T_{acss})}$$

-Balance de energía en el tanque de ACS:

$$m_{acs} \cdot C_{p_{agua}} \cdot (T_{acse} - T_{acss}) = m_{cons} \cdot C_{p_{agua}} \cdot (T_{cons} - T_{red})$$

-Grado de estratificación del tanque de ACS:

$$T_{t2} = \frac{T_{acse} \cdot m_{acs} + T_{red} \cdot m_{cons}}{m_{acs} + m_{cons}}$$

T_{t2} : temperatura media del tanque de ACS (K)

$$E_t = \frac{(T_{cons} - T_{t2})}{(T_{acse} - T_{t2})}$$

E_t : grado de estratificación, $E_t = 0$. El tanque de ACS se puede suponer que no tiene estratificación debido a su reducido tamaño en comparación con el tanque solar, por lo que se obtiene de esta ecuación se obtiene que $T_{t2} = T_{cons}$.

-Balance de energía en la calefacción o en la climatización de la piscina:

$$Q_c = m_c \cdot C_{p_{agua}} \cdot (T_{ce} - T_{cs})$$

Q_c : potencia consumida para la calefacción o climatización de la piscina (W)

m_c : caudal másico para la calefacción o la climatización de la piscina (kg/s)

T_{ce} : temperatura de entrada de la calefacción o la climatización de la piscina (K)

T_{cs} : temperatura de salida de la calefacción o la climatización de la piscina (K)

-Balance de energía en la entrada del tanque solar:

$$m_t = m_{acs} + m_c$$

$$T_{et} \cdot m_t = T_{cs} \cdot m_c + T_{acsr} \cdot m_{acs}$$

Una vez se han solucionado los primeros cálculos para ACS se ha introducido las pérdidas térmicas en las tuberías de entrada y salida de los colectores. Las ecuaciones son las siguientes:

-Balance de energía en la tubería de salida de los colectores:

$$\Delta T l m_o = \frac{(T_{co} - T_a) - (T_{ice} - T_a)}{\ln \left(\frac{T_{co} - T_a}{T_{ice} - T_a} \right)}$$

$$m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{co} - T_{ice}) = U \cdot A_{tub} \cdot \Delta Tlm_o$$

ΔTlm_o : diferencia de temperatura logarítmica media en la tubería de salida del colector (K)

T_a : Temperatura ambiente (K)

T_{ice} : Temperatura del fluido caliente en la entrada del intercambiador (K)

U : coeficiente global de transferencia de calor en la tubería, $U = 200 \text{ W/m}^2\text{K}$

A_{tub} : área de la tubería en contacto con el exterior, $A_{tub} = 7,854 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$

-Balance de energía en la tubería de entrada al colector:

$$\Delta Tlm_i = \frac{(T_{ics} - T_a) - (T_{ci} - T_a)}{\ln \left(\frac{T_{ics} - T_a}{T_{ci} - T_a} \right)}$$

$$m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{ics} - T_{ci}) = U \cdot A_{tub} \cdot \Delta Tlm_i$$

ΔTlm_i : diferencia de temperatura logarítmica media en la tubería de entrada del colector (K)

T_{ics} : Temperatura del fluido caliente en la salida del intercambiador (K)

Los resultados obtenidos en Mathcad del sistema de ecuaciones, revelan el siguiente aporte energético:

Mes	Aporte de ACS (kW)	Aporte de calefacción (kW)	Aporte para la piscina (kW)
Enero	1,683		
Febrero	3,056		
Marzo	2,768	2,180	
Abril	2,858	2,358	
Mayo	3,289	2,891	
Junio	2,953		2,125
Julio	3,172		2,689
Agosto	3,032		2,712
Septiembre	2,906		2,258
Octubre	2,734	2,762	
Noviembre	2,533		
Diciembre	1,591		

Tabla 8.16: Aporte energético con calefacción y climatización de piscina.

Con estos valores se obtiene una contribución solar para ACS de:

Mes	Demanda ACS	Aporte ACS	f de ACS
Enero	5,10039	1,683	0,330
Febrero	5,0023	3,056	0,611
Marzo	4,80613	2,768	0,576
Abril	4,60996	2,858	0,620
Mayo	4,51188	3,289	0,729
Junio	4,41379	2,953	0,669
Julio	4,31571	3,172	0,735
Agosto	4,41379	3,032	0,687
Septiembre	4,51188	2,906	0,644
Octubre	4,60996	2,734	0,593
Noviembre	4,80613	2,533	0,527
Diciembre	5,10038	1,591	0,312

Tabla 8.17: Contribución solar para ACS.

La contribución solar para la calefacción es:

Mes	Demanda Calefacción	Aporte Calefacción	f de Calefacción
Enero	29,729		0
Febrero	27,839		0
Marzo	26,217	2,180	0,083
Abril	22,707	2,358	0,104
Mayo	13,495	2,891	0,214
Junio			
Julio			
Agosto			
Septiembre			
Octubre	7,824	2,762	0,353
Noviembre	20,404		0
Diciembre	27,163		0

Tabla 8.18: Contribución solar para calefacción.

La contribución solar para la climatización de la piscina es:

Mes	Demanda Piscina	Aporte Piscina	f de Piscina
Enero			
Febrero			
Marzo			
Abril			
Mayo			
Junio	11,771	2,125	0,181
Julio	8,41	2,689	0,320
Agosto	9,913	2,712	0,274
Septiembre	12,5	2,258	0,181
Octubre			
Noviembre			
Diciembre			

Tabla 8.19: Contribución solar para la climatización de la piscina.

Siendo estos los resultados de contribución solar para ACS, calefacción y para la climatización de la piscina.

9. DIMENSIONADO DE LA INSTALACIÓN.

9.1 Diseño del sistema de acumulación solar.

El diseño del sistema de acumulación térmica se ha optado por la colocación de dos tanques de almacenamiento de agua caliente necesarios en esta instalación. Un tanque específico para agua caliente sanitaria, y otro general para la acumulación del calor proveniente del circuito primario, que abastece a toda la instalación.

Para el cálculo del volumen de los acumuladores se sigue lo especificado en el Pliego de Condiciones Técnicas de Instalaciones de Baja Temperatura, con la siguiente expresión:

$$50 < V/A < 180$$

V: volumen del tanque (l)

A: superficie de colectores solares (m²)

Con esto calculamos el volumen necesario para cada tanque.

-Tanque para ACS:

El área total de colectores, necesaria para el abastecimiento de ACS, será de 76,12m², con 40 unidades. Por lo que el volumen necesario para el tanque es el comprendido entre los siguientes valores:

$$3806 < V < 13702$$

Se opta por un valor de **3806 litros**, mínimo que cumple la expresión. Siendo este valor superior al caudal necesario para el consumo de un día de ACS, que es de 2760 litros al día, por lo que no habría problemas en la simultaneidad del requerimiento del ACS.

En la elección de una marca comercial para el tanque de ACS, se ha optado por un acumulador L2TN2000/1 de Logalux con una capacidad de 4000 litros. Las características técnicas se pueden ver en el *Anexo 5 Hojas de características*.

-Tanque para la instalación completa:

El área de colectores para la instalación completa es de 140,8m², con 74 colectores. Por lo que el volumen necesario para el tanque es el comprendido entre los siguientes valores:

$$7041,1 < V < 25347,9$$

Se opta por un valor de **7041,1 litros**, mínimo que cumpliría la expresión.

En la elección de una marca comercial para el tanque, se ha optado por un se ha elegido dos acumuladores L2TN2000/1 de Logalux con una capacidad de 4000 litros cada uno, iguales que para ACS.

9.2 Diseño de los sistemas de intercambio.

En la elección de los intercambiadores de calor se han seleccionado de placas, el modelo Lumelco CB76 de flujo paralelo a contracorriente, teniendo que calcular el número de placas necesarias. El cálculo del número de placas viene dado por el cociente entre el área requerida de transferencia de calor, y el área de una placa del intercambiador.

$$N_{placas} = \frac{A_{interc}}{L \cdot W}$$

N_{placas} : número de placas del intercambiador

A_{interc} : área de transferencia de calor (m^2)

L: longitud efectiva de cada placa, $L=0,618m$

W: ancho efectivo de cada placa, $W= 0,191m$

Para el cálculo del área de transferencia necesaria, se calcula con la expresión:

$$A_{interc} = \frac{Q_{interc}}{U \cdot \Delta T_m}$$

Q_{interc} : potencia térmica del intercambiador (W)

U: coeficiente global de transferencia de calor ($W/m^2 \cdot K$)

ΔT_m : diferencia de temperatura logarítmica media (K)

La potencia térmica que tiene que transferir el intercambiador del fluido caliente al frío, está definida en la siguiente expresión:

$$Q_{interc} = m_f \cdot C_{p_f} \cdot (T_{fs} - T_{fe})$$

m_f : caudal másico del fluido frío del intercambiador (kg/s)

C_{p_f} : calor específico del fluido frío ($J/kg \cdot K$)

T_{fs} : temperatura de salida del fluido frío (K)

T_{fe} : temperatura de entrada del fluido frío (K)

Obteniendo los resultados de la siguiente tabla para los tres intercambiadores de calor. El intercambiador 1 es el que transmite el calor del circuito primario al resto del circuito. El intercambiador 2 es el que transmite el calor para el ACS. El intercambiador de calor 3 es el que realiza el intercambio para la piscina. Para la temperatura de entrada y salida del intercambiador se ha tomado las temperaturas medias de todos los meses, menos la de la piscina que se han tomado las temperaturas de verano.

Intercambiador	m_f (kg/s)	Cp_f (J/kg·K)	T_{fs} (K)	T_{fe} (K)	Q_{interc} (W)
1	1,644	4.187	315,30	314,36	6.465,29
2	0,580	4.187	312,69	311,36	3.222,57
3	0,400	4.187	313,36	312,20	1.932,72

Tabla 9.1: Potencia de los intercambiadores.

El cálculo de la diferencia de temperatura logarítmica media se realiza mediante la siguiente expresión, tomándose los valores de las temperaturas como la media de todos los meses.

$$\Delta T_m = \frac{(T_{c\sin t} - T_{fe}) - (T_{ceint} - T_{fs})}{Ln \left(\frac{T_{c\sin t} - T_{fe}}{T_{ceint} - T_{fs}} \right)}$$

T_{csint} : temperatura de salida del fluido caliente (K)

T_{ceint} : temperatura de entrada del fluido caliente (K)

Intercambiador	T_{ce} (K)	T_{cs} (K)	T_{fs} (K)	T_{fe} (K)	ΔT_m (K)
1	315,92	314,83	315,30	314,36	0,5398
2	313,2	311,83	312,69	311,36	0,5173
3	313,85	312,76	313,36	312,20	0,5208

Tabla 9.2: Temperaturas de los intercambiadores.

El cálculo del coeficiente global de transferencia de calor se realiza con la siguiente expresión:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda_m} + \frac{1}{h_f} + R}$$

e : espesor de la placa, $e = 10^{-3}$ m

λ_m : conductividad térmica de la placa, $\lambda_m = 16,3$ W/m·K

h_c : coeficiente de convección del fluido caliente (W/m²·K)

h_f : coeficiente de convección del fluido frío (W/m²·K)

R: resistencia térmica de los contaminantes adheridos a las placas del intercambiador, $R = 4,5 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$

Los coeficientes de convección se calculan mediante:

$$h = \frac{Nu \cdot \lambda_{\text{fluido}}}{L_c}$$

Nu: número de Nussen

λ_{fluido} : conductividad térmica del fluido (W/m·K)

L_c : longitud característica por donde va el fluido por el intercambiador (m)

La longitud característica es el doble de la distancia entre las placas:

$$L_c = 2 \cdot \frac{V_{\text{entreplaca}}}{L \cdot W}$$

$V_{\text{entreplaca}}$: volumen entre dos placas (m^3).

$$V_{\text{entreplaca}} = V_{\text{interc}} / 2 \cdot N_{\text{placas}}$$

V_{interc} : volumen total de intercambiador (m^3)

El número de Nussen para este caso viene dado por la siguiente expresión:

$$Nu = 0,4 \cdot Re^{0,64} \cdot Pr^{0,4}$$

Re: número de Reynolds. $Re = (\rho \cdot V_{\text{placa}} \cdot L_c) / \mu$

Pr: número de Prandtl. $Pr = (\mu \cdot Cp) / k_{\text{fluido}}$

V_{placa} : velocidad entre dos placas (m/s)

$$V_{\text{placa}} = \frac{m_{\text{fluido}} \cdot 2 / (N_{\text{placas}} - 1)}{\rho \cdot \frac{V_{\text{entreplaca}}}{L}}$$

Con las siguientes soluciones:

Intercambiador	Fluido	ρ (kg/m ³)	m_{fluido} (kg/s)	μ (Pa·s)	C_p (J/kg·K)	λ_{fluido} (W/m·K)	Pr
1	Caliente	1.036	1,644	$62,9 \cdot 10^{-4}$	3.602	0,54	41,96
	Frío	1.000	1,644	$8,9 \cdot 10^{-4}$	4.187	0,98	3,80
2	Caliente	1.000	0,580	$8,9 \cdot 10^{-4}$	4.187	0,98	3,80
	Frío	1.000	0,580	$8,9 \cdot 10^{-4}$	4.187	0,98	3,80
3	Caliente	1.000	0,400	$8,9 \cdot 10^{-4}$	4.187	0,98	3,80
	Frío	1.000	0,400	$8,9 \cdot 10^{-4}$	4.187	0,98	3,80

Tabla 9.3: Valores de los intercambiadores.

Con estos valores, introducimos las distintas ecuaciones en la aplicación Mathcad, obteniendo las siguientes soluciones:

Intercambiador	V_{placac} (m/s)	V_{placaf} (m/s)	Re_c	Re_f	Nu_c	Nu_f	L_c (mm)
1	0,359	0,372	203,9	1441	53,60	71,7	3,45
2	0,195	0,195	1022	1022	57,56	57,56	4,67
3	0,138	0,138	982	982	56,09	56,09	6,33

Tabla 9.4: Longitud entre placas de los intercambiadores.

Intercambiador	V_{inter} (m ³)	h_c (W/m ² ·K)	h_f (W/m ² ·K)	U_{inter} (W/m ² ·K)	A_{inter} (m ²)	N_{placas}
1	11,33	8.398	20.380	3.643	3,287	27,847
2	7,91	12.080	12.080	3.677	1,694	14,349
3	7,91	8.683	8.683	2.970	1,249	10,585

Tabla 9.5: Número de placas de los intercambiadores.

Se han elegido tres intercambiadores de calor del modelo CB76 de Lumelco. El intercambiador 1 se ha seleccionado el modelo CB76-30M, el cual contiene 30 placas, cumpliendo los requisitos calculados. Para los intercambiadores 2 y 3 se han seleccionado el modelo CB76-20M, el cual contiene 20 placas, siendo superior al valor mínimo obtenido. Las características técnicas se pueden ver en el *Anexo 5 Hojas de características*.

9.3 Diseño del circuito hidráulico.

9.3.1 Tuberías.

El diseño de las tuberías tiene que estar basado en las mínimas pérdidas de carga. Para ello se tiene que elegir bien el diámetro de los conductos.

El DB HS del Código Técnico de la Edificación establece que la velocidad del fluido que circula por las tuberías debe estar comprendida entre unos valores de 0,5 y 2m/s.

$$D = \left(\frac{Q_{tub}}{\frac{\pi}{4} \cdot v} \right)^{0,5}$$

D: diámetro optimizado de la sección de la tubería (m)

Q_{tub} : caudal que pasa por la sección (kg/s)

v: velocidad del fluido.

Dependiendo del fluido caloportador, las tuberías se pueden dividir en dos circuitos:

-Circuito primario:

Hay cuatro tramos de tuberías, con distintos caudales, según van recogiendo el agua de los colectores. La primera sección de tubería es de 18mm de diámetro nominal, igual que la sección de los colectores. El resto de tuberías son las que albergan un octavo del caudal, un cuarto, y el caudal completo. Siendo todas ellas de cobre.

Las características de los distintos tramos de tuberías son los expuestos en la siguiente tabla, indicándose el diámetro normalizado (diámetro exterior del conducto) elegidos finalmente:

Tramo	Caudal (l/h)	Diámetro nominal (mm)	Espesor (mm)	Longitud (m)
1	80	18	1,0	56
2	740	22	1,0	26
3	1.480	35	1,5	12
4	5.920	63	2,0	18

Tabla 9.6: Características tramos de tuberías del circuito primario.

-Resto de la instalación:

En el resto del circuito, la sección de los distintos tipos de conductos depende también del caudal. Los distintos tramos son respectivamente: conexión entre el circuito primario y el tanque de almacenamiento general; conexión del tanque general al intercambiador de calor de agua caliente sanitaria; conexión del intercambiador de ACS y el tanque de ACS.

Tramo	Caudal (l/h)	Diámetro nominal (mm)	Espesor (mm)	Longitud (m)
5	5.920	63	2	5
6	2.088	35	1	4
7	115	18	1	6

Tabla 9.7: Características de los distintos tramos de tuberías.

9.3.2 Sistemas de bombeo.

Para el dimensionado de las bombas se deben calcular las pérdidas de carga que se producen a lo largo de la instalación.

-Pérdidas de carga en los conductos del circuito primario:

Con estas características de las tuberías del circuito primario se calculan las pérdidas de carga que se van a producir, a través de la siguiente expresión:

$$\Delta P_{T1} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot \left(\frac{f_f \cdot L_{tub}}{D} + \sum K \right)$$

ΔP_{T1} : pérdidas de carga en las tuberías del circuito primario (Pa)

ρ : densidad de fluido del circuito primario, $\rho = 1036 \text{ kg/m}^3$

v : velocidad del fluido (m/s)

f_f : coeficiente de pérdidas primarias

L_{tub} : longitud de la tubería (m)

D : diámetro interior de la tubería (m)

K : coeficiente de pérdidas secundarias

El cálculo del coeficiente de pérdidas primarias se realiza mediante el diagrama de Moody, dependiendo del número de Reynolds (Re) y de la rugosidad relativa del material. Calculando Re a través de la siguiente expresión:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu}$$

μ : viscosidad dinámica del fluido del circuito primario, $\mu = 0,0173 \text{ kg/m} \cdot \text{s}$

La rugosidad relativa es el cociente de la rugosidad del material (ϵ), entre el diámetro de la tubería, siendo la rugosidad de la tubería de cobre empleada de 0,015mm.

Tramo	Velocidad (m/s)	Re	Rugosidad relativa ϵ/d	f
1	0,111	105,7	$9,4 \cdot 10^{-4}$	0,605
2	0,654	782,3	$7,5 \cdot 10^{-4}$	0,082
3	0,511	977,9	$4,7 \cdot 10^{-4}$	0,065
4	0,601	2.121,5	$2,5 \cdot 10^{-4}$	0,030

Tabla 9.8: Coeficiente de pérdidas primarias en las tuberías.

Para el coeficiente de pérdidas secundarias, se ha utilizado los *apuntes de la asignatura Ingeniería de Fluidomecánica* de la UC3M, con los siguientes valores:

	Longitud equivalente (m)
Derivación en T	2,2
Codos de 90 grados	1,5
Llaves de bola	1,0
Válvula anti retorno	10,0
Entrada acumulador	1,5
Salida acumulador	1,0

Tabla 9.9: Longitudes equivalentes de las tuberías.

Se obtiene los valores de pérdidas de carga expresado en la siguiente tabla:

Tramo	f·L/D	ΣK	Pérdidas de carga (Pa)
1	2.118,9	32,0	13.610
2	106,4	21,5	28.353
3	24,5	12,0	4.946
4	9,2	5,5	2.755
Total			49.665

Tabla 9.10: Pérdidas de carga de las tuberías.

-Pérdidas de carga en los conductos del resto de la instalación:

El cálculo de las pérdidas de carga del resto de los conductos se realiza igual que para el circuito primario. Para el coeficiente de pérdidas primarias se obtienen unos resultados expresados en la siguiente tabla:

Tramo	Velocidad (m/s)	Re	Rugosidad relativa E/d	f
5	0,601	2.121,5	$2,5 \cdot 10^{-4}$	0,030
6	0,678	1.337,8	$4,5 \cdot 10^{-4}$	0,048
7	0,159	152,0	$9,4 \cdot 10^{-4}$	0,421

Tabla 9.11: Coeficiente de pérdidas primarias en las tuberías.

Con los siguientes valores de pérdidas de carga:

Tramo	f·L/D	ΣK	Pérdidas de carga (Pa)
5	2,6	3,00	1.041,30
6	5,8	2,75	2.036,40
7	157,9	2,50	2.097,71

Tabla 9.12: Pérdidas de carga de las tuberías.

Para compensar estas pérdidas de carga, se utilizan en cada parte de la instalación bombas independientes.

-Pérdidas de carga de los colectores:

Las pérdidas de carga de los colectores vienen indicadas por el fabricante Agila Solar GmbH en la siguiente gráfica:

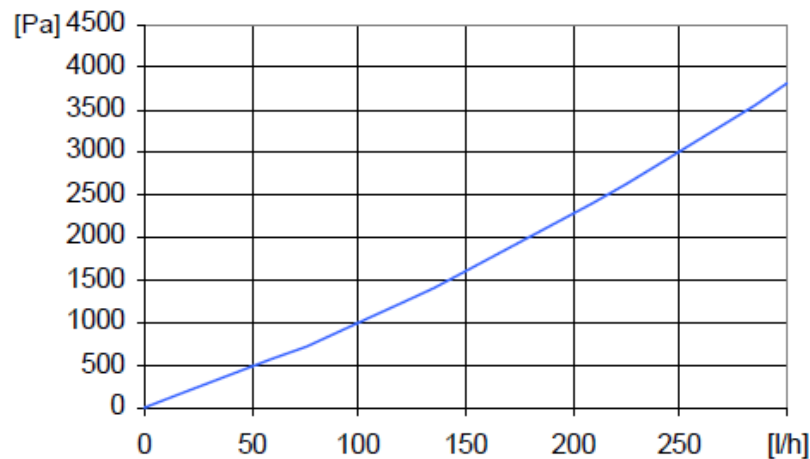


Figura 9.1: Pérdidas de carga de los colectores.

El caudal utilizado es de 80 l/h se obtiene unas pérdidas de carga en cada colector de 800Pa, con un total de pérdidas de carga de 59.200Pa para el conjunto de colectores.

-Pérdidas de carga en los intercambiadores de calor:

El cálculo de las pérdidas de carga en los intercambiadores de calor de placas viene dado por la siguiente expresión:

$$\Delta P_{IC} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_{placa}^2 \cdot \left(\frac{4 \cdot f_f \cdot L_{int}}{L_c} \right)$$

L_{int} : longitud que recorre el fluido a través del intercambiador (m)

f_f : factor de fricción, definido con la expresión $f = C \cdot Re^m$

Los coeficientes C y m vienen dado en la siguiente tabla:

	C	m
Re<10	17,000	-1,00
10<Re<101	6,290	-0,57
101<Re<855	1,141	-0,20
Re>855	0,581	-0,10

Tabla 9.13: Coeficientes C y m para cálculo de pérdidas de carga.

Obteniendo unas pérdidas de carga representadas en la siguiente tabla:

Intercambiador	Fluido	Re	f	AP (Pa)
1	Caliente	203,9	0,3939	18.859
	Frío	1.441,0	0,2807	13.930
2	Caliente	1.022,0	0,2905	2.924
	Frío	1.022,0	0,2905	2.924

Tabla 9.14: Pérdidas de carga de los intercambiadores de calor.

-Requerimientos de bombeo:

Con estas pérdidas de carga se eligen las bombas que deben cumplir los requerimientos expuestos en la *Tabla 9.14*. La bomba 1 es la que se utiliza para el circuito primario, la bomba 2 la que se utiliza para el tramo de tubería 5 y los componentes que conecta, para la bomba 3 el tramo 6 y para la bomba 4 el tramo de tubería 7.

Bomba	$\Delta P_{\text{Tuberías}}$ (Pa)	$\Delta P_{\text{Componentes}}$ (Pa)	$\Delta P_{\text{Totales}}$ (Pa)	Caudal (m ³ /h)	Altura (m)
1	49.665,1	78.059	127.724	5,71	12,567
2	1.041,3	13.930	14.971	5,92	1,526
3	2.036,4	2.924	4.960	2,088	0,506
4	2.097,7	2.924	5.021	0,115	0,512

Tabla 9.15: Requerimientos de bombeo.

Con estos valores se eligen las siguientes bombas. Para la bomba 1 se ha elegido el modelo WILO IPL 32/360-1.1/2 de Ibersolar. Para la bomba 2 se ha elegido el modelo WILO STRATOS 30/1-12 de Ibersolar. Para las bombas 3 y 4 se ha elegido el modelo WILO STAR ST 25/7 de Ibersolar. Las características técnicas se pueden ver en el *Anexo 5 Hojas de características*.

9.3.4 Vasos de expansión.

Se han seleccionado vasos de expansión cerrados. Se realiza el cálculo del volumen de los vasos mediante la siguiente expresión:

$$V_{\text{vaso}} = 2 \cdot m_{\text{fluido}} \cdot (v_{\text{máx}} - v_{\text{mín}})$$

V_{vaso} : volumen del vaso de expansión (m³)

m_{fluido} : masa de fluido en el circuito (kg)

$v_{\text{máx}}$: volumen específico del fluido a la temperatura máxima que puede alcanzar el fluido en los colectores (190°C es la temperatura de estacamiento en los colectores), $v_{\text{máx}} = 1,05 \cdot 10^{-3}$ m³/kg

v_{\min} : volumen específico del fluido a la temperatura mínima que puede alcanzar el fluido en los colectores ($9,7^{\circ}\text{C}$ temperatura mínima ambiente), $v_{\max} = 9,76 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{kg}$

Se tiene un coeficiente de seguridad de 2, ya que la mitad del vaso de expansión estará ocupado por aire y la otra mitad por el fluido de la instalación. La masa de la instalación se calcula por la siguiente expresión:

$$m_{\text{fluido}} = \rho_{\text{fluido}} \cdot V_{\text{fluido}}$$

ρ_{fluido} : densidad del fluido (kg/m^3)

V_{fluido} : volumen del fluido caloportador (m^3)

Se diseña un vaso de expansión para cada sistema de bombeo. El volumen de fluido caloportador de cada componente es:

-Colectores. Cada colector tiene una capacidad de 1,1 litros de fluido. Por lo que el volumen de fluido de los colectores es de 81,4 litros.

-Intercambiadores de calor. El intercambiador de calor 1 es simétrico y tiene una capacidad para cada parte de 5,67 litros. Los intercambiadores de calor 2 y 3 también son simétricos con una capacidad de 3,95 litros.

-Tuberías. Para los conductos se calcula su volumen mediante el producto de superficie de la sección transversal de la tubería por la longitud de ésta. La solución para cada tramo se ve en la *Tabla 9.15*.

En la siguiente tabla se puede observar los valores de los vasos de expansión, en donde el valor del volumen de componentes es la suma del volumen que tiene los colectores e intercambiador de calor que afecte al circuito de bombeo.

Bomba	Volumen de componentes (l)	Volumen de conductos (l)	V_t (l)	$V_{\text{vasos_expansión}}$ (l)
1	87,07	78,29	165,36	24,60
2	5,67	13,66	19,33	2,86
3	3,95	3,42	7,37	1,09
4	3,95	17,29	21,24	3,14

Tabla 9.15: Volumen de los vasos de expansión.

Para el vaso de expansión del circuito primario se ha elegido el vaso de la marca Ibersolar de 80 litros, que es la que más se ajusta a las condiciones. Para los demás se han elegido vasos de expansión Ibersolar de 8 litros, siendo los que más se ajustan a las condiciones requeridas.

9.4 Diseño del sistema eléctrico y de control.

Para el sistema de regulación se ha elegido la Centralita de Control Solar TDC3 del Grupo Unisolar

Este sistema controla el funcionamiento del circuito primario y secundario. La protección y seguridad contra sobrecalentamientos, heladas, etc. Para ello cuenta con las siguientes prestaciones:

- 3 entradas para sonda PT1000
- 1 salida para relé 230V / 2A
- 1 salida electrónica especial para regulación de bomba
- 15 programas: el regulador contiene diversas funciones de preferencia.
- Incluye 3 sondas PT1000

Este sistema cumple los requisitos del Pliego de Condiciones Técnicas de Instalaciones de baja temperatura. Las características técnicas se adjuntan en el *Anexo 5 Hojas de características*.

9.5 Diseño del aislamiento.

Se tiene que realizar el aislamiento térmico de los componentes de la instalación que estén en el exterior del edificio o en locales no climatizados. Para ello se ha elegido como material para el aislamiento de las tuberías el poliuretano conformado, espuma de tipo I, con una conductividad térmica de $0,023\text{W/m}\cdot\text{K}$ para 0°C . Para el espesor del aislamiento se sigue el Pliego de Condiciones, con los siguientes valores para cada tramo de tubería:

	Espesor del aislante (mm)
Tramo 1	20
Tramo 2	20
Tramo 3	20
Tramo 4	30
Tramo 5	30
Tramo 6	20
Tramo 7	20

Tabla 9.16: *Espesor del aislante.*

9.6 Diseño del sistema de calefacción.

La calefacción se basa en el sistema de suelo radiante. Para ello se ha elegido el modelo Clásico de la marca Polytherm. Las características técnicas se pueden ver en el *Anexo 5 Hojas de características*.

La distribución elegida es en espiral para conseguir un reparto uniforme del calor a lo largo de la superficie a calefactor, con el siguiente esquema:

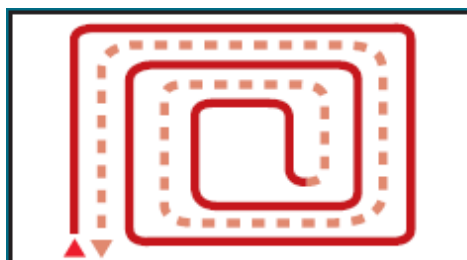


Figura 9.2: Esquema del suelo radiante (Fuente: Industrial Blansol).

Esta distribución es la que mejor iguala la temperatura del suelo ya que se alterna un tubo de ida con uno de retorno. Su forma es como la mostrada en el esquema, realizando una espiral de forma rectangular, dejando huecos para que la tubería pueda volver. Otros sistemas de distribución son en serpentin o en doble serpentin, pero no consiguen una temperatura tan uniforme.

Se realiza el equilibrado hidráulico mediante medidores de caudal en cada circuito, permitiendo una regulación autónoma.

9.7 Diseño del sistema de climatización de la piscina.

El sistema de climatización de la piscina está compuesto por el intercambiador de calor, por los conductos que llevan esta agua caliente hasta la piscina, siendo transportado gracias a la bomba de la propia piscina. Estos componentes están calculados en los apartados anteriores.

La contribución de energía solar destinada al calentamiento del agua de la piscina es la comentada en capítulos anteriores, a esta habría que incluir la contribución del excedente solar que no se utilice para ACS. El resto de la demanda de energía para la climatización de la piscina no se podrá completar ya que el RITE no permite el uso de energías que no sea renovables en piscinas no cubiertas.

El RITE no permite que se climatice el agua de las piscinas descubiertas por encima de una temperatura de 26°C. Con la instalación desarrollada, se ha calculado la demanda y no podría llegar a esta temperatura al no cubrirse la demanda. Aun así, cabría la posibilidad que algún día en concreto se superara la temperatura, ya que elevar la temperatura de la piscina se utiliza como método de seguridad, donde se puede disipar la energía sobrante para que no se sobrecaliente la instalación.

9.8 Diseño del sistema de energía auxiliar.

El sistema auxiliar de energía está compuesto por una caldera de gas natural, sirviendo como apoyo para el sistema de agua caliente sanitaria y para el sistema de calefacción. La caldera no tiene ningún aporte sobre la climatización de la piscina.

El dimensionado de la caldera se realiza como si la contribución de energía solar fuera nula. El caso más desfavorable de demanda energética para calefacción es el calculado en el *Capítulo 6 Cargas térmicas*, con un valor de 70,36kW. Para la demanda de ACS el caso más desfavorable tiene un valor de 5,1 kW.

También se realiza para la parte de ACS, el cálculo de la caldera según el DTIE 1.01, para edificios de viviendas dotados de sistema de preparación de agua caliente sanitaria con acumulación. Para ello el DTIE da unos datos de partida para una vivienda estándar de consumo diario de agua caliente sanitaria, son los siguientes:

Q_d : consumo diario de ACS por vivienda estándar, $Q_d = 150$ l

T_{ent} : temperatura del agua de entrada al sistema, $T_{ent} = 283,15$ K

T_{ent} : temperatura de preparación del agua, $T_{ent} = 333,15$ K

ΔT_o : salto de temperatura, $\Delta T_o = 50$ K

Siguiendo el DTIE se tiene el siguiente sistema de ecuaciones para el cálculo de la potencia necesaria de la caldera. Primero calculando el periodo punta donde es simultaneo el consumo:

$$T = 5 \cdot \frac{N^{0,905}}{15 + N^{0,92}}$$

T: periodo punta de máximo consumo (h)

N: número de viviendas, $N = 28$

$$T = 5 \cdot \frac{N^{0,905}}{15 + N^{0,92}} = 2,79h = 10044s$$

El factor de simultaneidad es:

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{N-1}} + 0,17$$

φ : factor de simultaneidad

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{N-1}} + 0,17 = 0,362$$

El caudal máximo horario es:

$$C_{\max} = \frac{0,75 \cdot Q_d \cdot N \cdot \varphi}{3600}$$

C_{\max} : caudal máximo horario (l/s)

$$C_{\max} = \frac{0,75 \cdot Q_d \cdot N \cdot \varphi}{3600} = 0,317 \text{ l/s}$$

El factor de mezcla es:

$$f_m = 0,63 + 0,14 \cdot f_f$$

f_m : factor de mezcla

f_f : factor de forma, $f_f=1,5$

$$f_m = 0,63 + 0,14 \cdot f_f = 0,84$$

La potencia total se calcula con la siguiente expresión:

$$P = P_u + P_d + P_r$$

P: potencia total (kW)

P_u : potencia útil (kW)

P_d : pérdidas de disponibilidad (kW)

P_r : pérdidas de la red de distribución (kW)

La potencia útil es:

$$P_u = \frac{4,19 \cdot \Delta t \cdot C_{\max} \cdot T}{T + t_p} = 34,89 \text{ kW}$$

Las pérdidas de disponibilidad son:

$$P_d = \frac{0,55 \cdot V}{1000} = 0,99 \text{ kW}$$

Las pérdidas de la red de distribución son:

$$P_r = 0,3 \cdot P_u = 10,47 \text{ kW}$$

Con una potencia total igual a:

$$P = P_u + P_d + P_r = 46,35kW$$

Por lo que finalmente la caldera debe ser capaz de suministrar 46,35 kW de ACS en serie y 70,36kW para el sistema de calefacción en paralelo.

La marca comercial seleccionada es la caldera THE/Q 166GT2 MTN de Thermital con una carga nominal de 115 a 166 kW y con unos cuadros de mando de modelo TBOX E2 de Thermital. Las características técnicas se adjuntan en el *Anexo 5 Hojas de características*.

10. ESTUDIO DE IMPACTO AMBIENTAL.

El consumo de energía de una instalación para abastecimiento de agua caliente sanitaria, calefacción y piscina climatizada tiene como consecuencia un impacto ambiental sobre el medio. A través de las energías renovables, como la solar, se pretende reducir este impacto.

Mediante un estudio de la demanda energética y las emisiones derivadas del consumo necesario para el funcionamiento de las instalaciones se pretende optimizar el empleo de un sistema de energía térmica, de forma que se reduzca el impacto medioambiental, en comparación con el uso de las instalaciones convencionales.

10.1 Ahorro energético.

El uso de los sistemas solares de baja temperatura reduce el consumo energético de combustibles fósiles. Los sistemas convencionales para el calentamiento de ACS y para la calefacción suelen utilizar energía eléctrica o una caldera, empleando como combustible gas natural o algún derivado del petróleo.

Para el cálculo del ahorro energético, primero se necesita conocer la energía necesaria para la satisfacción de las demandas de ACS, calefacción. La climatización de la piscina no se tiene en cuenta para este cálculo ya que si no existiera la instalación solar no se podría climatizar. La energía necesaria se ha calculado previamente en los capítulos anteriores, y tiene los siguientes valores:

Mes	Cargas de ACS (MJ)	Cargas de calefacción (MJ)	Carga total (MJ)
Enero	13.660	79.626	93.287
Febrero	12.101	67.348	79.450
Marzo	12.872	70.220	83.092
Abril	11.949	58.857	70.806
Mayo	12.084	36.145	48.230
Junio	11.440		11.441
Julio	11.559		11.559
Agosto	11.821		11.822
Septiembre	11.694		11.695
Octubre	12.347	20.956	33.303
Noviembre	12.457	52.887	65.345
Diciembre	13.660	72.753	86.414
Total	147.651	458.792	606.443

Tabla 10.1: Energía requerida.

La energía aportada por la instalación solar viene representada en la siguiente tabla:

Mes	Aporte de ACS (MJ)	Cargas de calefacción (MJ)	Carga total (MJ)
Enero	4.508		4.508
Febrero	7.394		7.394
Marzo	7.415	5.839	13.254
Abril	7.408	6.112	13.520
Mayo	8.810	7.743	16.553
Junio	7.654		7.654
Julio	8.496		8.496
Agosto	8.122		8.122
Septiembre	7.531		7.531
Octubre	7.322	7.398	14.720
Noviembre	6.565		6.565
Diciembre	4.262		4.262
Total	85.487	52.919	112.579

Tabla 10.2: Energía aportada por la instalación solar.

Con estos valores energéticos se puede calcular el ahorro de energía primaria, en el caso de la instalación del presente proyecto, gas natural, que es el combustible que usa la caldera. Este cálculo se basa en la siguiente expresión:

$$Q = V_{comb} \cdot PCI \cdot \eta$$

Q: energía de aporte solar (MJ)

V_{comb} : volumen de combustible (m^3)

PCI: poder calorífico inferior del combustible. Para gas natural, PCI = 39,6 MJ/ m^3

η : rendimiento de la caldera, $\eta = 0,938$

Ahorrándose la siguiente cantidad de combustible gracias al aporte solar:

Mes	Volumen (m ³)
Enero	121,37
Febrero	199,06
Marzo	356,81
Abril	363,99
Mayo	445,63
Junio	206,05
Julio	228,73
Agosto	218,65
Septiembre	202,76
Octubre	396,28
Noviembre	176,74
Diciembre	114,75
Total	3.030,81

Tabla 10.3: Volumen de combustible ahorrado.

Ahorrándose un total de **3.030,81 m³** de gas natural al año, lo que supone una reducción en el uso de combustibles fósiles y un avance en el uso de energías renovables.

10.2 Emisiones de gases contaminantes y de CO₂.

El efecto invernadero es un proceso natural de determinados gases en la atmósfera, los cuales tienen la capacidad de dejar pasar la radiación infrarroja que incide en la Tierra, impidiendo a su vez que la radiación reflejada o emitida por la propia Tierra se pierda en el espacio, ya que esta tiene una longitud de onda mayor. Este proceso ha permitido alcanzar unas temperaturas óptimas para la vida en la Tierra. Los gases principales que provocan el efecto invernadero es el dióxido de carbono, el metano, el vapor de agua y óxidos de nitrógeno.

Tras la revolución industrial, con el uso masivo de combustibles fósiles, la actividad humana ha aumentado las concentraciones de los gases de efecto invernadero en la atmósfera, esto puede provocar el llamado calentamiento global, con una elevación de las temperaturas, y un aumento de la altura de los océanos, debido a la fusión de las masas polares, con una distribución irregular de temperaturas, trayendo consigo una alteración del movimiento de las masas de aire del planeta, actualmente más o menos regular, produciendo cambios globales del clima.

Se ha generalizado el empleo de agua caliente sanitaria y calefacción en los países desarrollados, siendo común su generación mediante la combustión de gas natural. El gas natural tiene la siguiente composición: 91,4% de metano; un 7,2% de

etano; un 0,8% de hidrocarburos superiores, principalmente propano; un 0,6 de nitrógeno.

La combustión de gas natural, tiene unas emisiones de CO₂ de 0,179 kg/kWh, teniendo en cuenta el poder calorífico inferior, se tiene que para la combustión de un metro cúbico de gas natural se emite 1,946 kg de CO₂.

Los paneles solares de la instalación evitan las siguientes emisiones de CO₂:

Mes	CO ₂ (kg)
Enero	236,18
Febrero	387,37
Marzo	694,35
Abril	708,32
Mayo	867,20
Junio	400,98
Julio	445,10
Agosto	425,49
Septiembre	394,57
Octubre	771,16
Noviembre	343,94
Diciembre	223,29
Total	5.897,96

Tabla 10.4: Reducción de emisiones de CO₂.

Evitándose la emisión de **5.897,96 kg** de CO₂ al año, si se estima una vida útil de 25 años, se consigue evitar la emisión de 147,45 toneladas de CO₂ a la atmósfera.

En cuanto a la reducción de gases contaminantes, las emisiones que se tienen en cuenta principalmente para el gas natural, son monóxido de carbono y óxidos de nitrógeno.

La emisiones de monóxido de carbono en la combustión del gas natural es de $4,47 \cdot 10^{-5}$ kg/kW·h, de óxidos de nitrógeno es de $2,79 \cdot 10^{-6}$ kg/kW·h.

Mes	CO (Kg)	NO _x (Kg)
Enero	0,060	0,0037
Febrero	0,098	0,0061
Marzo	0,175	0,0110
Abril	0,179	0,0112
Mayo	0,219	0,0137
Junio	0,101	0,0063
Julio	0,112	0,0070
Agosto	0,108	0,0067
Septiembre	0,100	0,0062
Octubre	0,195	0,0122
Noviembre	0,087	0,0054
Diciembre	0,056	0,0035
Total	1,490	0,0930

Tabla 10.5: Reducción de emisiones de contaminantes.

Evitándose la emisión al año de 1,49 kg de monóxido de carbono y 93 g de óxidos de nitrógeno. Estimándose una vida útil de 25 años, se produce una reducción de 37,26 kg de CO y 2,325 kg de NO_x.

11. ANÁLISIS ECONÓMICO.

11.1 Presupuesto.

Una vez realizada la descripción de la instalación, el cálculo de los parámetros y los elementos que la componen y el dimensionado, se procede a continuación a realizar el estudio económico, a través del desarrollo del presupuesto de las distintas unidades, teniendo en cuenta los costes de los elementos diseñados.

El presupuesto de los equipos se muestra en la siguiente tabla:

Capítulo 1: Sistema de captación				
Uds.	Concepto	Cantidad	Precio unitario (€/ud.)	Importe (€)
Ud.	Colector solar plano modelo Agila FK100 de Agila Solar	74	632,00	46.768,00
Ud.	Estructura soporte de colectores en cubierta inclinada para 1 colector	6	226,00	1.356,00
Ud.	Estructura soporte de colectores en cubierta inclinada para 3 colectores	6	480,00	2.880,00
Ud.	Estructura soporte de colectores en cubierta inclinada para 5 colectores	10	594,00	5.940,00
Ud.	Fluido anticongelante Escoglicol Plus FLD 160 25 litros	3	75,00	225,00
Ud.	Intercambiadores de calor Lumelco CB76-30M de flujo paralelo a contracorriente (30 placas)	1	1.464,00	1.464,00
Ud.	Vaso de expansión marca Ibersolar de 80 litros	1	55,50	55,50
Total cap. 1				58.688,50

Tabla 11.1: Presupuesto del sistema de captación.

Capítulo 2: Sistema de ACS				
Uds.	Concepto	Cantidad	Precio unitario (€/ud.)	Importe (€)
Ud.	Depósito L2TN2000/1 de Logalux 4000 litros	1	4.568,00	4.568,00
Ud.	Intercambiadores de calor Lumelco CB76-20M de flujo paralelo a contracorriente (20 placas)	1	1.373,00	1.373,00
Total cap. 2				5.941,00

Tabla 11.2: Presupuesto del sistema de ACS.

Capítulo 3: Sistema de climatización de la piscina				
Uds.	Concepto	Cantidad	Precio unitario (€/ud.)	Importe (€)
Ud.	Intercambiadores de calor Lumelco CB76-20M de flujo paralelo a contracorriente (20 placas)	1	1.373,00	1.373,00
m.	Tuberías de PVC para la piscina 65mm	20	18,90	378,00
Total cap. 3				1.751,00

Tabla 11.3: Presupuesto del sistema de climatización de la piscina.

Capítulo 4: Sistema de calefacción				
Uds.	Concepto	Cantidad	Precio unitario (€/ud.)	Importe (€)
Ud.	Suelo radiante de Polytherm modelo clásico	1	9.568,00	9.568,00
Total cap. 4				9.568,00

Tabla 11.4: Presupuesto del sistema de calefacción.

Capítulo 5: Sistema de bombeo				
Uds.	Concepto	Cantidad	Precio unitario (€/ud.)	Importe (€)
Ud.	Bomba de recirculación modelo WILO IPL 32/360-1.1/2 de Ibersolar	2	759,99	1.519,98
Ud.	Bomba de recirculación modelo WILO STRATOS 30/1-12 de Ibersolar	2	999,99	1.999,98
Ud.	Bomba de recirculación modelo WILO STAR ST 25/7	4	215,00	860,00
Total cap. 5				4.379,96

Tabla 11.5: Presupuesto del sistema de bombeo.

Capítulo 6: Sistema auxiliar de energía				
Uds.	Concepto	Cantidad	Precio unitario (€/ud.)	Importe (€)
Ud.	Caldera THE/Q 166GT2 MTN de Thermital carga nominal de 56 a 80 kW	1	3.091,00	3.091,00
Ud.	Cuadros de mando de la caldera modelo TBOX E2 de Thermital	1	386,00	386,00
Total cap. 6				3.477,00

Tabla 11.6: Presupuesto del sistema auxiliar de energía.

Capítulo 7: Otros componentes				
Uds.	Concepto	Cantidad	Precio unitario (€/ud.)	Importe (€)
Ud.	Centralita de regulación solar modelo Centralita de Control Solar TDC3 del Grupo Unisolar	1	125,00	125,00
Ud.	Depósito L2TN2000/1 de Logalux 4000 litros	2	4.568,00	9.136,00
Ud.	Vaso de expansión marca Ibersolar de 8 litros	3	16,50	49,50
Ud.	Válvula de 3 vías termostática DN 32 todo-nada 1 1/4"	1	21,4	21,40
Ud.	Válvula de esfera 1" PN-10	6	8,26	49,56
Ud.	Válvula de esfera 1 1/2" PN-10	12	11,14	133,68
Ud.	Válvula de equilibrado TA 1 1/4" marca TA modelo STAD 52 151-225	1	38,4	38,40
Ud.	Válvula antirretorno DN 25	2	14,6	29,20
Ud.	Válvula antirretorno DN 40	1	18,6	18,60
Ud.	Purgador automático de latón fundido	3	22,5	67,50
m.	Tubería de cobre D= 18mm, aislada Armaflex SH	62	5,35	331,70
m.	Tubería de cobre D= 22mm, aislada Armaflex SH	26	7,6	197,60
m.	Tubería de cobre D= 35mm, aislada Armaflex SH	16	10,4	166,4
m.	Tubería de cobre D= 63mm, aislada Armaflex SH	23	16,8	386,4
Total cap. 7				10.750,94

Tabla 11.7: Presupuesto de otros componentes.

Concepto	Porcentaje	Importe (€)
Capítulo 1: Sistema de captación	62,07 %	58.688,50
Capítulo 2: Sistema de ACS	6,28 %	5.941,00
Capítulo 3: Sistema de climatización de la piscina	1,85 %	1.751,00
Capítulo 4: Sistema de calefacción	10,12 %	9.568,00
Capítulo 5: Sistema de bombeo	4,63 %	4.379,96
Capítulo 6: Sistema auxiliar de energía	3,68 %	3.477,00
Capítulo 7: Otros componentes	11,37 %	10.750,94
Total	100,00%	94.556,40

Tabla 11.8: Resumen del presupuesto por capítulos.

El coste total del presupuesto asciende a 94.556,40 €.

La instalación, el montaje y la puesta en marcha de los equipos de la instalación tiene un coste de 6.075,00€.

Los costes de la ingeniería para el diseño de la instalación se estiman en 5.268,00€.

Se realiza el cálculo de los costes indirectos aplicando un 3% al presupuesto total, con un valor de 2.836,69 €.

Concepto	Importe (€)
Equipos	94.556,40
Instalación y montaje	6.075,00
Costes de ingeniería	5.268,00
Costes indirectos	2.836,69
Total del presupuesto sin I.V.A.	108.736,09
I.V.A. (18%)	19.572,50
Total del presupuesto con IVA	128.308,59

Tabla 11.9: Resumen del presupuesto con IVA.

Asciende el presente presupuesto a la cantidad de **128.308,59 euros**, *ciento veintiocho mil trescientos ocho euros con cincuenta y nueve céntimos*.

El Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE) con el acuerdo del gobierno de la Comunidad Autónoma de Cantabria ofrece ayudas económicas para la instalación de energías renovables dentro de su ámbito territorial. Dentro de estas instalaciones se encuentran las de energía solar térmica de baja temperatura.

A falta de la publicación de la resolución del 2010, se han tomado los datos correspondientes al 2009, expuestos en el Boletín Oficial de Cantabria del 8 de enero de 2009, en el que se establecen las bases, y se convocan subvenciones para financiar el aprovechamiento de energía solar térmica por las entidades locales.

Estas subvenciones se encuentran dentro del marco del Plan Energético de Cantabria para el periodo 2005-2011 para el fomento energético eficaz y de energías renovables.

La subvención máxima establecida es de 30.000 euros, optando el presente proyecto a la máxima cuantía, siendo los criterios de adjudicación relativos a emisiones de CO₂, energía convencional sustituida, optimización económica y rendimiento de la instalación.

Restando al presupuesto anteriormente expuesto la cantidad establecida en la subvención, tendríamos un coste real que ascendería a **98.308,59 euros**.

11.2 Viabilidad económica

Una vez conocida la inversión necesaria, se requiere hacer un estudio de viabilidad económica de la instalación, si es posible recuperar la inversión realizada, comparándola con la instalación convencional.

La vida útil media de una instalación de energía solar térmica está estimada entre veinticinco y treinta años, siendo habitual amortizarla unos años antes, por lo que de forma general, resulta más económica que las instalaciones convencionales.

Para el cálculo del periodo de amortización, es necesario saber el ahorro anual del combustible usado por la instalación convencional, en este caso, de gas natural. La energía solar aportada, calculada en los apartados anteriores, es la siguiente:

Mes	Aporte solar (MJ)	Aporte solar (kW·h)
Enero	4.508	1.252
Febrero	7.394	2.054
Marzo	9.914	2.754
Abril	9.908	2.752
Mayo	11.309	3.141
Junio	9.653	2.681
Julio	10.496	2.916
Agosto	10.121	2.811
Septiembre	9.531	2.648
Octubre	9.821	2.728
Noviembre	6.565	1.824
Diciembre	4.262	1.184
Total	103.487	28.746

Tabla 11.10: Energía solar aportada.

La energía aportada por la caldera se calcula a través del rendimiento de la caldera, siendo igual a:

$$\eta = 0,938$$

Por lo tanto, el aporte de gas natural anual tendría que ser de **30.646 KW·h**.

Una vez conocida la energía ahorrada, se necesita saber cual es el coste del gas natural. Las tarifas aplicables a suministros de gas natural fijadas por la Comisión Nacional de Energía (C.N.E.) para los comercializadores de último recurso que venden al consumidor final, aplicables desde el 1 de julio de 2010, establecidos en la Resolución de 25 de junio de 2010, de la Dirección General de Política Energética y Minas, publicada en el BOE N° 157, 29 de junio de 2010, son:

Nivel de consumo de referencia	Término fijo Euros/Cliente y mes	Término variable Cent. Euros / kWh
T.1 Consumo inferior o igual a 5.000kWh/año	3,90	4,759404
T.2 Consumo superior a 5.000kWh/año e inferior o igual a 50.000kWh/año	7,84	4,195204

Tabla 11.11: Tarifas aplicables a suministros de gas natural.

Desde el 1 de abril de 2010, establecidos en la Resolución de 22 de marzo de 2010, de la Dirección General de Política Energética y Minas, publicada en el BOE N° 78, 31 de marzo de 2010, desaparecen las tarifas para instalaciones superiores a 50.000 kWh/año, y deberán contratar su suministro con un comercializador a precio libremente pactado entre las partes.

En el caso de la instalación del presente proyecto la tarifa aplicada es T.2, con un término fijo de 7,84 €/mes y un término variable de 4,195204 c€/kWh.

El ahorro anual de gas natural es por término fijo de 94,08 € y por término variable de 1.285,66 €. Así tenemos un **ahorro anual total de 1.628,10 €** (IVA del 18% incluido).

En el estudio de viabilidad económica se necesita calcular el Valor Actual Neto (VAN), para conocer el año cuando se amortizará la instalación y se realiza con la siguiente expresión:

$$VAN = -C_0 + \sum_{m=1}^n VA_m \langle FC'_m \rangle$$

C_0 : inversión inicial (€)

VA_m : valor actual de un coste asumido en el año m (€)

m: números de años previstos para amortizar la inversión inicial

FC'_m : flujo de caja o recurso líquidos anuales en el año m (€). Se calcula mediante la siguiente expresión:

$$FC'_m = IN_m - C_m$$

IN_m : ingresos al año, representando el ahorro de combustible (€)

C_m : costes de mantenimiento al año, se estima en un 0,5% del coste inicial (€)

El valor actual (VA_m) descontado de un coste FC'_m asumido m años después, con una tasa de interés i, se calcula con la siguiente expresión:

$$VA_m \langle FC'_m \rangle = \frac{FC'_m}{(1+i)^m} = \frac{IN_m \cdot (1+c)^m}{(1+i)^m} - \frac{C_m \cdot (1+I)^m}{(1+i)^m}$$

i: tasa de interés, tasa anual por disponer de capital ajeno, tomando el Euribor de junio de 2010, y sumándole un 0,5%, $i = 1,781\%$

I : tasa de inflación, tasa de aumento en el tiempo del valor medio de bienes y servicios, tomando la de junio del 2010, dato obtenido del Instituto Nacional de Estadística, $I = 1,5\%$

c : incremento del coste del combustible, estimándose en un 12%, dentro del rango de los incrementos de los últimos años, $c = 12\%$

Quedando finalmente una ecuación para el VAN igual a la siguiente:

$$VAN = -C_0 + IN_m \cdot \sum_{m=1}^n \frac{(1+c)^m}{(1+i)^m} - C_m \cdot \sum_{m=1}^n \frac{(1+I)^m}{(1+i)^m}$$

Para que la inversión sea rentable, el VAN tiene que ser positivo. Calculando para ello el periodo de retorno, que es el plazo de tiempo que ha de transcurrir para que la inversión se recupere, para ello se iguala el VAN a cero. Esto se debe hacer año a año para simplificar el cálculo.

Año	VAN
1	-97.007,21
2	-95.524,60
3	-93.842,71
4	-91.941,66
5	-89.799,59
6	-87.392,44
7	-84.693,73
8	-81.674,33
9	-78.302,18
10	-74.542,00
11	-70.354,96
12	-65.698,34
13	-60.525,14
14	-54.783,62
15	-48.416,85
16	-41.362,20
17	-33.550,74
18	-24.906,61
19	-15.346,35
20	-4.778,10
21	6.899,19
22	19.796,76
23	34.036,99
24	49.754,54
25	67.097,62

Tabla 11.12: Periodo de retorno.



El periodo de retorno donde se recupera la inversión inicial de 98.308,59 euros, es menor a **21 años**. Por lo que el periodo de retorno está dentro de la vida útil de la instalación, de este modo sería más rentable que únicamente el empleo de la instalación convencional de gas natural.

Al final de la vida útil de la instalación se estima un ahorro de 67.097,62 euros con respecto a la instalación de gas natural.

12. CONCLUSIONES.

El presente proyecto tenía como objetivo analizar la viabilidad técnica, económica y ambiental del empleo de energía solar térmica de baja temperatura en aplicaciones domésticas en ACS, calefacción y calentamiento de una piscina.

El desarrollo del proyecto ha permitido obtener distintas conclusiones. El diseño de una instalación solar presenta ciertas dificultades derivadas de la propia fuente de energía. El nivel de radiación fluctúa de unos meses a otros, siendo menor en invierno, precisamente cuando la demanda es mayor.

El nivel de radiación no es un parámetro que se pueda fijar, no es predecible de manera precisa, y siempre será necesario dotar a la instalación un sistema de energía auxiliar capaz de satisfacer toda la demanda energética en todas las situaciones.

Se verifica el cumplimiento del Plan General de Ordenación Urbana de Santander sobre la Captación y el Aprovechamiento de la Energía Solar Térmica del Ayuntamiento de Santander, el cual es más restrictivo en cuanto a la contribución solar que el Código Técnico de la Edificación para la zona climática estudiada. La contribución solar debe ser como mínimo del 60% para las demandas de agua caliente con usos sanitarios. Con 76,12m² se cumpliría la normativa vigente para ACS.

La superficie de captación necesaria para atender toda la demanda de calefacción es muy elevada y superior a la superficie disponible, motivo por el cual la instalación está diseñada con el mayor número de colectores posible, permitiendo satisfacer una pequeña fracción de esta demanda.

La instalación solar multipropósito diseñada permite un ahorro de 3.726,11 m³ de gas natural al año, lo que supone una reducción en el uso de combustibles fósiles y un avance en el uso de energías renovables.

En cuanto al ahorro de emisiones de CO₂ frente a una instalación convencional, se evitan la emisión 7.251,01 kg de CO₂ al año, y a lo largo de su vida útil estimada de 25 años, se consigue evitar la emisión de 181,27 toneladas de CO₂ a la atmósfera.

En el aspecto económico, realizando una comparación con una instalación tradicional, se llega a la conclusión de que el periodo de retorno, en el que se recupera la inversión inicial es menor de 21 años. Este periodo es menor que la vida útil de la instalación, de modo que sería más rentable la propuesta estudiada que una instalación convencional de gas natural. Al final de la vida útil de la instalación se estima un ahorro de 67.097,62 € con respecto a la instalación de gas natural.

13. BIBLIOGRAFIA.

- Fundamentos de transferencia de calor*. Incropera, Frank P. 4ª Ed., 1999.
- Solar technologies for buildings*. Eicker, Ursula. 2003.
- Energías renovables. Creus Solé, Antonio. 2ª Ed., 2009.
- Tecnología solar. Ibáñez Plana, M., Rosell Polo, J. R., Rosell Urrutia, J. I. 2004.
- Energía y sociedad*. Pérez-Díaz, Víctor y Rodríguez, Juan Carlos.
- Transferencia de calor en colectores solares planos, considerando velocidad y dirección del viento*. Rodríguez, M. C., Rodríguez, P. A., Salgado, R., Venegas, M., Lecuona, A.
- Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios*. Ministerio de Industria, Turismo y Comercio, julio de 2007.
- Código Técnico de la Edificación*. Ministerio de Vivienda, marzo de 2006.
- Plan General de Ordenación Urbana de Santander sobre la Captación y el Aprovechamiento de la Energía Solar Térmica del Ayuntamiento de Santander*. Ayuntamiento de Santander, octubre de 2005.
- Pliego de Condiciones Técnicas de Instalaciones de Baja Temperatura en Instalaciones de Energía Solar Térmica*. Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE).
- Instalaciones de energía solar: curso programado*. Centro de Estudios de la Energía Solar (CENSOLAR).
- Plan Energético de Cantabria 2005-2011*. Consejería de Industria, Trabajo y Desarrollo Tecnológico del Gobierno de Cantabria, diciembre de 2005.
- Documentos Técnicos de Instalaciones en la Edificación. DTIE 1.01 Preparación de agua caliente para usos sanitarios.
- Apuntes de la asignatura Ingeniería de Fluidomecánica*. Universidad Carlos III de Madrid.
- Apuntes de la asignatura Energías Renovables*. Universidad Carlos III de Madrid.
- Apuntes de la asignatura Ingeniería Energética*. Universidad Carlos III de Madrid.
- Manual técnico Suelo Radiante*. Industrial Blansol.
- Properties of Working Fluids*. M. Conde Engineering, 2002.
- www.aemet.es. Página web de la Agencia Estatal de Meteorología.
- www.meteored.es. Página web de Meteored.
- www.iea.org. Página web de la Agencia Internacional de la Energía.
- www.bp.com. Página web de BP. BP-Estadísticas 2007.



- www.ree.es. Página web de Red Eléctrica Española.
- www.cne.es. Página web de la Comisión Nacional de Energía.
- www.idae.es. Página web del Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía.
- www.ine.es. Página web del Instituto Nacional de Estadística.

Anexo 1 Índice de figuras.

<i>Figura 1.1: Consumo energético mundial en 2007.....</i>	<i>2</i>
<i>Figura 1.2: Consumo energético primaria en España en 2009.....</i>	<i>5</i>
<i>Figura 1.3: Radiación solar.</i>	<i>6</i>
<i>Figura 1.4: Posición de la Tierra a lo largo del año.</i>	<i>7</i>
<i>Figura 1.5: Instalación fotovoltaica.....</i>	<i>8</i>
<i>Figura 1.6: Esquema de una central solar termoeléctrica.</i>	<i>9</i>
<i>Figura 2.1: Planta tipo del edificio.</i>	<i>14</i>
<i>Figura 2.2: Alzado del edificio, de orientación Sur.</i>	<i>15</i>
<i>Figura 2.3: Sección del edificio.</i>	<i>15</i>
<i>Figura 4.1: Zonas climáticas.</i>	<i>17</i>
<i>Figura 4.2: Ángulo de inclinación.</i>	<i>22</i>
<i>Figura 4.3: Ángulo de azimut.</i>	<i>22</i>
<i>Figura 4.4: Rango de pérdidas.....</i>	<i>23</i>
<i>Figura 6.1: Demanda de energía.</i>	<i>43</i>
<i>Figura 7.2: Tipos de sistemas de calefacción (Fuente: Industrial Blansol).</i>	<i>47</i>
<i>Figura 7.3: Esquema de suelo radiante (Fuente: Industrial Blansol).</i>	<i>48</i>
<i>Figura 8.1: Esquema de las resistencias térmicas (Fuente: Transferencia de calor en colectores solares planos, considerando velocidad y dirección del viento).</i>	<i>52</i>
<i>Figura 9.1: Pérdidas de carga de los colectores.</i>	<i>79</i>
<i>Figura 9.2: Esquema del suelo radiante (Fuente: Industrial Blansol).....</i>	<i>83</i>

Anexo 2 Índice de tablas.

<i>Tabla 1.1: Consumo de energía primaria en 2009.</i>	4
<i>Tabla 2.1: Superficies de vivienda A planta baja.</i>	12
<i>Tabla 2.2: Superficies de vivienda B planta baja.</i>	13
<i>Tabla 2.3: Superficies de vivienda A planta tipo.</i>	13
<i>Tabla 2.4: Superficies de vivienda B planta tipo.</i>	14
<i>Tabla 2.5: Resumen de superficies útiles.</i>	14
<i>Tabla 4.1: Condiciones climáticas de Santander.</i>	18
<i>Tabla 4.2: Condiciones interiores del edificio.</i>	18
<i>Tabla 4.3: Condiciones interiores del edificio recomendados.</i>	18
<i>Tabla 4.4: Temperaturas exteriores.</i>	19
<i>Tabla 4.5: Humedad exterior.</i>	19
<i>Tabla 4.6: Velocidad del viento.</i>	20
<i>Tabla 4.7: Temperatura del agua de la red.</i>	21
<i>Tabla 4.8: Radiación incidente.</i>	21
<i>Tabla 4.9: Contribución solar mínima.</i>	23
<i>Tabla 4.10: Factor de corrección de la radiación.</i>	25
<i>Tabla 4.11: Horas solares.</i>	26
<i>Tabla 4.12: Radiación en superficie inclinada.</i>	26
<i>Tabla 5.1: Criterio de demanda de ACS.</i>	28
<i>Tabla 5.2: Número de personas por dormitorio.</i>	28
<i>Tabla 5.3: Número de personas del edificio.</i>	28
<i>Tabla 5.4: Demanda energética de ACS.</i>	29
<i>Tabla 5.5: Carga térmica de ACS.</i>	29
<i>Tabla 6.1: Capas del muro exterior.</i>	31
<i>Tabla 6.2: Capas de medianerías y particiones.</i>	32
<i>Tabla 6.3: Capas del forjado del techo.</i>	32
<i>Tabla 6.4: Capas del forjado del suelo.</i>	33
<i>Tabla 6.5: Área de cerramientos.</i>	34
<i>Tabla 6.6: Cargas en paredes, techo y suelo.</i>	35
<i>Tabla 6.7: Área superficie acristalada.</i>	35
<i>Tabla 6.8: Caudales de ventilación mínimos.</i>	36
<i>Tabla 6.9: Caudales de ventilación primera planta.</i>	37
<i>Tabla 6.10: Caudales de ventilación.</i>	37
<i>Tabla 6.11: Carga de calefacción.</i>	39

Tabla 6.12: Carga de calefacción mensual.	39
Tabla 6.13: Pérdidas por convección.	41
Tabla 6.14: Pérdidas por radiación.	41
Tabla 6.15: Pérdidas por evaporación.	41
Tabla 6.16: 85% de la radiación incidente.....	42
Tabla 6.17: Pérdidas totales.	42
Tabla 6.18: Cargas de piscina.	42
Tabla 6.19: Demanda energética total.	43
Tabla 8.1: Características de la disolución.....	51
Tabla 8.2: Temperatura del cielo.....	56
Tabla 8.3: Temperatura del cielo mensual.	56
Tabla 8.4: Resistencia radiativa exterior.	57
Tabla 8.5: Coeficiente de conducción y Prantdl.	58
Tabla 8.6: Coeficiente de conducción y Prantdl mensual.	58
Tabla 8.7: Número de Reynolds.....	58
Tabla 8.8: Número de Reynolds mensual.	59
Tabla 8.9: Resistencia convectiva delantera.	59
Tabla 8.10: Resistencia convectiva delantera mensual.....	59
Tabla 8.11: Resistencia convectiva trasera.....	60
Tabla 8.12: Resistencia convectiva trasera mensual.....	60
Tabla 8.13: Pérdidas medias anuales.	64
Tabla 8.14: Pérdidas mensuales.....	64
Tabla 8.15: Contribución solar mensual.....	65
Tabla 8.16: Aporte energético con calefacción y climatización de piscina.....	68
Tabla 8.17: Contribución solar para ACS.	69
Tabla 8.18: Contribución solar para calefacción.....	69
Tabla 8.19: Contribución solar para la climatización de la piscina.....	70
Tabla 9.1: Potencia de los intercambiadores.	73
Tabla 9.2: Temperaturas de los intercambiadores.	73
Tabla 9.3: Valores de los intercambiadores.	74
Tabla 9.4: Longitud entre placas de los intercambiadores.	75
Tabla 9.5: Número de placas de los intercambiadores.....	75
Tabla 9.6: Características tramos de tuberías del circuito primario.	76
Tabla 9.7: Características de los distintos tramos de tuberías.	76
Tabla 9.8: Coeficiente de pérdidas primarias en las tuberías.....	77
Tabla 9.9: Longitudes equivalentes de las tuberías.	78
Tabla 9.10: Pérdidas de carga de las tuberías.....	78

<i>Tabla 9.11: Coeficiente de pérdidas primarias en las tuberías.</i>	<i>78</i>
<i>Tabla 9.12: Pérdidas de carga de las tuberías.</i>	<i>78</i>
<i>Tabla 9.13: Coeficientes C y m para cálculo de pérdidas de carga.</i>	<i>79</i>
<i>Tabla 9.14: Pérdidas de carga de los intercambiadores de calor.</i>	<i>80</i>
<i>Tabla 9.15: Requerimientos de bombeo.</i>	<i>80</i>
<i>Tabla 9.15: Volumen de los vasos de expansión.</i>	<i>81</i>
<i>Tabla 9.16: Espesor del aislante.</i>	<i>82</i>
<i>Tabla 10.1: Energía requerida.</i>	<i>87</i>
<i>Tabla 10.2: Energía aportada por la instalación solar.</i>	<i>88</i>
<i>Tabla 10.3: Volumen de combustible ahorrado.</i>	<i>89</i>
<i>Tabla 10.4: Reducción de emisiones de CO₂.</i>	<i>90</i>
<i>Tabla 10.5: Reducción de emisiones de contaminantes.</i>	<i>91</i>
<i>Tabla 11.1: Presupuesto del sistema de captación.</i>	<i>92</i>
<i>Tabla 11.2: Presupuesto del sistema de ACS.</i>	<i>92</i>
<i>Tabla 11.3: Presupuesto del sistema de climatización de la piscina.</i>	<i>93</i>
<i>Tabla 11.4: Presupuesto del sistema de calefacción.</i>	<i>93</i>
<i>Tabla 11.5: Presupuesto del sistema de bombeo.</i>	<i>93</i>
<i>Tabla 11.6: Presupuesto del sistema auxiliar de energía.</i>	<i>93</i>
<i>Tabla 11.7: Presupuesto de otros componentes.</i>	<i>94</i>
<i>Tabla 11.8: Resumen del presupuesto por capítulos.</i>	<i>94</i>
<i>Tabla 11.9: Resumen del presupuesto con IVA.</i>	<i>95</i>
<i>Tabla 11.10: Energía solar aportada.</i>	<i>96</i>
<i>Tabla 11.11: Tarifas aplicables a suministros de gas natural.</i>	<i>97</i>
<i>Tabla 11.12: Periodo de retorno.</i>	<i>98</i>

Anexo 3 Nomenclatura.

β : Ángulo de inclinación
 α : Ángulo de azimut
 Q_a : carga calorífica mensual de calentamiento de ACS
 C_e : calor específico
 C : consumo diario de ACS
 N : número de días del mes
 T_{ac} : temperatura del agua caliente de acumulación
 T_t : temperatura de la red
 Q : Carga térmica a través de paredes, techos y suelos
 A_{cerra} : Superficie del cerramiento
 U : Coeficiente global de transmisión de calor
 T : temperatura seca del recinto
 T_{sL} : temperatura del local
 L_i : espesor de la capa de material i
 λ_i : conductividad térmica de la capa i
 h_i : coeficiente de convección interior
 h_e : coeficiente de convección exterior
 Q_{sen} : carga sensible
 V_{vent} : caudal de ventilación
 C_p : calor específico del aire
 ρ : densidad del aire de ventilación
 T_{se} : temperatura seca exterior
 T_{sL} : temperatura seca del local
 f_{sim} : factor de simultaneidad
 Q_{lat} : carga latente
 h_{fg} : calor latente de cambio de fase del agua
 W_e : relación de humedad del aire exterior
 W_L : relación de humedad del aire del local
 V_{inf} : caudal de infiltraciones
 V_i : infiltraciones
 $L_{rendija}$: perímetro de la rendija

R: resistencia del material
L: espesor del material
k: coeficiente conductivo
 D_{ext} : diámetro exterior del tubo
 D_{int} : diámetro interior del tubo
 L_{tubo} : longitud de tubería en un metro cuadrado de colector
 h_{fluido} : coeficiente convectivo del fluido caloportador
Re: número de Reynolds
 ρ_{fluido} : densidad del fluido caloportador
 u_{∞} : velocidad del fluido para el caudal nominal
 L_D : diámetro hidráulico
 μ_{fluido} : viscosidad dinámica del fluido caloportador
Pr. Número de Prant del fluido caloportador
 k_{fluido} : coeficiente conductivo del fluido caloportador
 R_{radE} : resistencia radiativa exterior del vidrio al cielo
 ϵ_{vidrio} : emisividad del vidrio
 σ : constante de Stefan Boltzmann
 T_{cielo} : temperatura del cielo
 T_{vidrio} : temperatura del vidrio
 T_{amb} : temperatura ambiente
 $T_{rocío}$: temperatura del punto de rocío
H: humedad relativa
 $R_{convupviento}$: resistencia convectiva en el vidrio debido al viento
 h_{PFup} : coeficiente convectivo de flujo paralelo en el vidrio
 $L_{colector}$: longitud del colector
 k_{aire} : coeficiente de conducción del aire
 Nu_{PFup} : número de Nusselt para flujo paralelo en la parte superior del colector.
 ρ_{aire} : densidad del aire
 μ_{aire} : viscosidad dinámica del aire
 $R_{convdownviento}$: resistencia convectiva en la caja debido al viento
 h_{PFdown} : coeficiente convectivo de flujo paralelo en el caja
 Q_u : potencia térmica útil
 T_{abs} : temperatura en el absorbedor
 T_{fluido} : temperatura del fluido caloportador, siendo la media entre la temperatura de entrada y de salida del colector

- Q_{PCdown} : potencia térmica perdida por la parte posterior del colector
- T_a : temperatura del ambiente
- Q_{PCup} : potencia térmica perdida por la parte superior del colector
- I : irradiación que incide sobre los colectores
- Q_{PC} : potencia térmica de pérdidas totales
- $\eta_{potencia}$: rendimiento del colector, sin contar las pérdidas ópticas
- η : rendimiento óptico del colector
- Q_{PC} : pérdidas de transferencia de calor en los colectores
- A : superficie total de colectores
- m_1 : caudal másico en el circuito primario
- C_{p1} : calor específico del fluido del circuito primario
- T_{co} : Temperatura en la salida del colector
- T_{ci} : Temperatura en la entrada del colector
- m_2 : Caudal másico del fluido frío del intercambiador de calor
- $C_{p_{agua}}$: Calor específico del fluido del circuito secundario
- T_{ico} : Temperatura del fluido frío en la salida del intercambiador
- T_{ici} : Temperatura del fluido frío en la entrada del intercambiador
- E_{ic} : eficiencia de los intercambiadores de calor
- m_{cons} : caudal másico de consumo de ACS
- T_{cons} : temperatura fría a la salida de tanque de ACS para consumir
- T_{red} : temperatura de la red
- T_t : temperatura del tanque solar
- E_t : grado de estratificación del tanque solar
- f : contribución solar de ACS
- T_{sum} : temperatura de suministro de ACS
- T_{ice} : Temperatura del fluido caliente en la entrada del intercambiador
- T_{ics} : Temperatura del fluido caliente en la salida del intercambiador
- m_t : caudal másico total para ACS, calefacción o climatización de piscina
- T_{st} : temperatura a la salida del tanque solar para ACS, y calefacción o la piscina
- T_{et} : temperatura a la entrada del tanque solar de vuelta del circuito de ACS, y calefacción o la piscina
- T_{t1} : temperatura del tanque de almacenamiento
- m_{acs} : caudal másico de fluido que va al intercambiador de calor de ACS
- T_{acsr} : temperatura del fluido caliente a la salida del intercambiador de ACS

- T_{acse} : temperatura del fluido frío a la salida del intercambiador de ACS
- T_{acss} : temperatura del fluido frío a la entrada del intercambiador de ACS
- Q_c : potencia consumida para la calefacción o climatización de la piscina
- m_c : caudal másico para la calefacción o la climatización de la piscina
- T_{ce} : temperatura de entrada de la calefacción o la climatización de la piscina
- T_{cs} : temperatura de salida de la calefacción o la climatización de la piscina
- ΔT_{lm_o} : diferencia de temperatura logarítmica media en la tubería de salida del colector
- T_{ice} : Temperatura del fluido caliente en la entrada del intercambiador
- A_{tub} : área de la tubería en contacto con el exterior
- ΔT_{lm_i} : diferencia de temperatura logarítmica media en la tubería de entrada del colector
- T_{ics} : Temperatura del fluido caliente en la salida del intercambiador
- V : volumen del tanque
- N_{placas} : número de placas del intercambiador
- A_{interc} : área de transferencia de calor
- L : longitud efectiva de cada placa
- W : ancho efectivo de cada placa
- Q_{interc} : potencia térmica del intercambiador
- ΔT_m : diferencia de temperatura logarítmica media
- m_f : caudal másico del fluido frío del intercambiador
- Cp_f : calor específico del fluido frío
- T_{fs} : temperatura de salida del fluido frío
- T_{fe} : temperatura de entrada del fluido frío
- T_{csint} : temperatura de salida del fluido caliente
- T_{ceint} : temperatura de entrada del fluido caliente
- e : espesor de la placa
- λ_m : conductividad térmica de la placa
- h_c : coeficiente de convección del fluido caliente
- h_f : coeficiente de convección del fluido frío
- R : resistencia térmica de los contaminantes adheridos a las placas del intercambiador
- Nu : número de Nussen
- λ_{fluido} : conductividad térmica del fluido
- L_c : longitud característica por donde va el fluido por el intercambiador

$V_{\text{entreplaca}}$: volumen entre dos placas

V_{interc} : volumen total de intercambiador

V_{placa} : velocidad entre dos placas

D : diámetro optimizado de la sección de la tubería

Q_{tub} : caudal que pasa por la sección

v : velocidad del fluido.

ΔP_{T1} : pérdidas de carga en las tuberías del circuito primario

L_{tub} : longitud de la tubería

K : coeficiente de pérdidas secundarias

L_{int} : longitud que recorre el fluido a través del intercambiador

f_f : factor de fricción

V_{vaso} : volumen del vaso de expansión

m_{fluido} : masa de fluido en el circuito

$v_{\text{máx}}$: volumen específico del fluido a la temperatura máxima

$v_{\text{mín}}$: volumen específico del fluido a la temperatura mínima

ρ_{fluido} : densidad del fluido

V_{fluido} : volumen del fluido caloportador

Q_d : consumo diario de ACS por vivienda estándar, $Q_d = 150$ l

T_{ent} : temperatura del agua de entrada al sistema, $T_{\text{ent}} = 283,15$ K

T_{ent} : temperatura de preparación del agua, $T_{\text{ent}} = 333,15$ K

ΔT_o : salto de temperatura, $\Delta T_o = 50$ K

T : periodo punta de máximo consumo (h)

N : número de viviendas, $N = 28$

ϕ : factor de simultaneidad

C_{max} : caudal máximo horario (l/s)

f_m : factor de mezcla

f_f : factor de forma, $f_f = 1,5$

P : potencia total (kW)

P_u : potencia útil (kW)

P_d : pérdidas de disponibilidad (kW)

P_r : pérdidas de la red de distribución (kW)

V_{comb} : volumen de combustible

PCI: poder calorífico inferior del combustible

C_0 : inversión inicial

VA_m : valor actual de un coste asumido en el año m

m : números de años previstos para amortizar la inversión inicial

FC'_m : flujo de caja o recurso líquidos anuales en el año m

IN_m : ingresos al año, representando el ahorro de combustible

C_m : costes de mantenimiento al año

i : tasa de interés, tasa anual por disponer de capital ajeno

l : tasa de inflación, tasa de aumento en el tiempo del valor medio de bienes y servicios

c : incremento del coste del combustible

Anexo 4 Planos.

Plano 1.1 - Planta Sótano.

Plano 1.2 - Planta Baja.

Plano 1.3 - Planta Tipo.

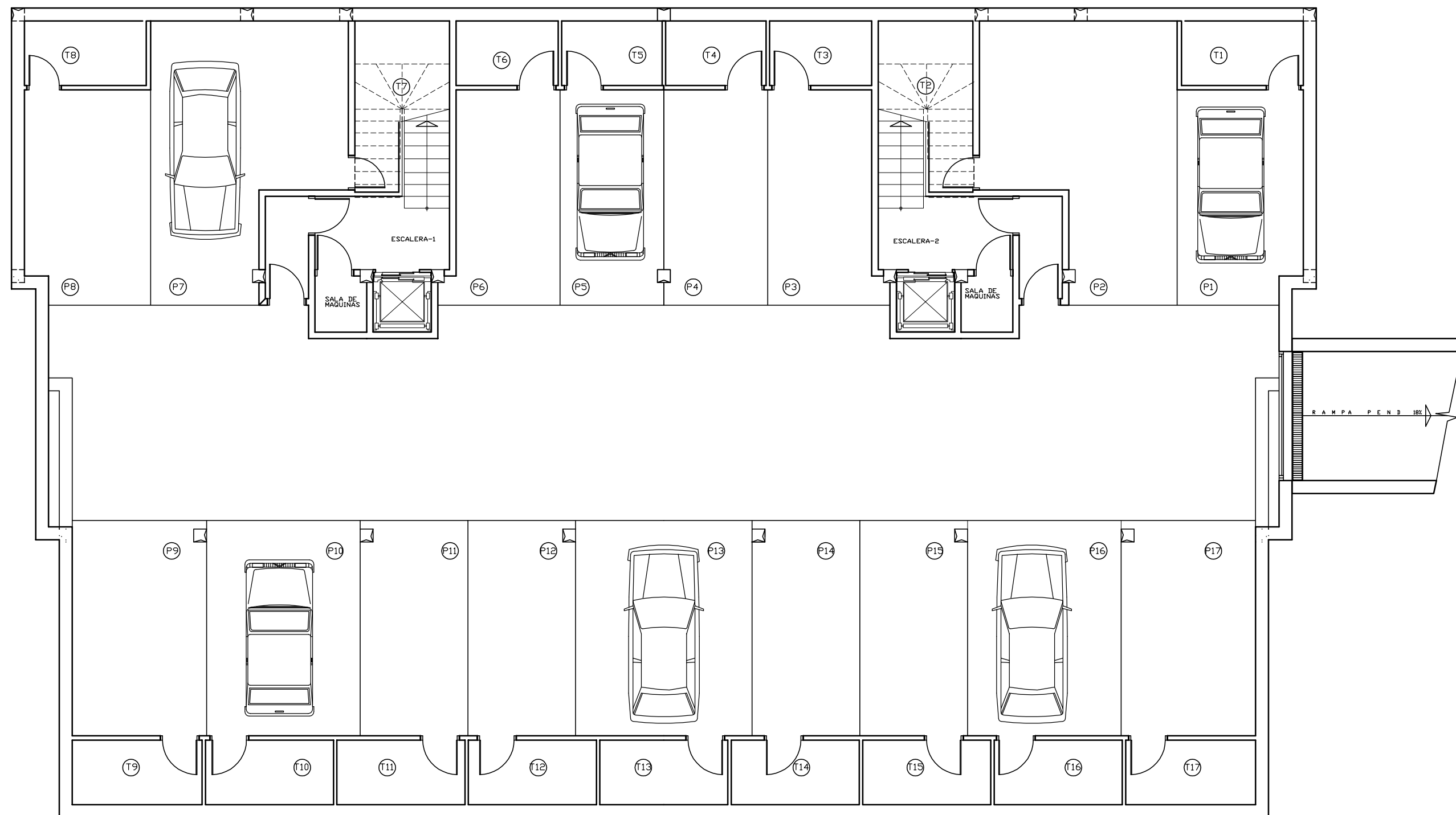
Plano 1.4 - Alzado Principal.

Plano 1.5 - Alzado Posterior.

Plano 1.6 - Alzado Lateral.

Plano 1.7 - Sección A-A.

Plano 2.1 - Detalles de Instalación.



PLANTA SOTANO

PROYECTO FINAL DE CARRERA:

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA MULTIPROPÓSITO
PARA UN EDIFICIO DE VIVIENDAS EN SANTANDER



UNIVERSIDAD
CARLOS III DE MADRID

PLANO:
PLANTA SÓTANO

ESCALA:
1/100

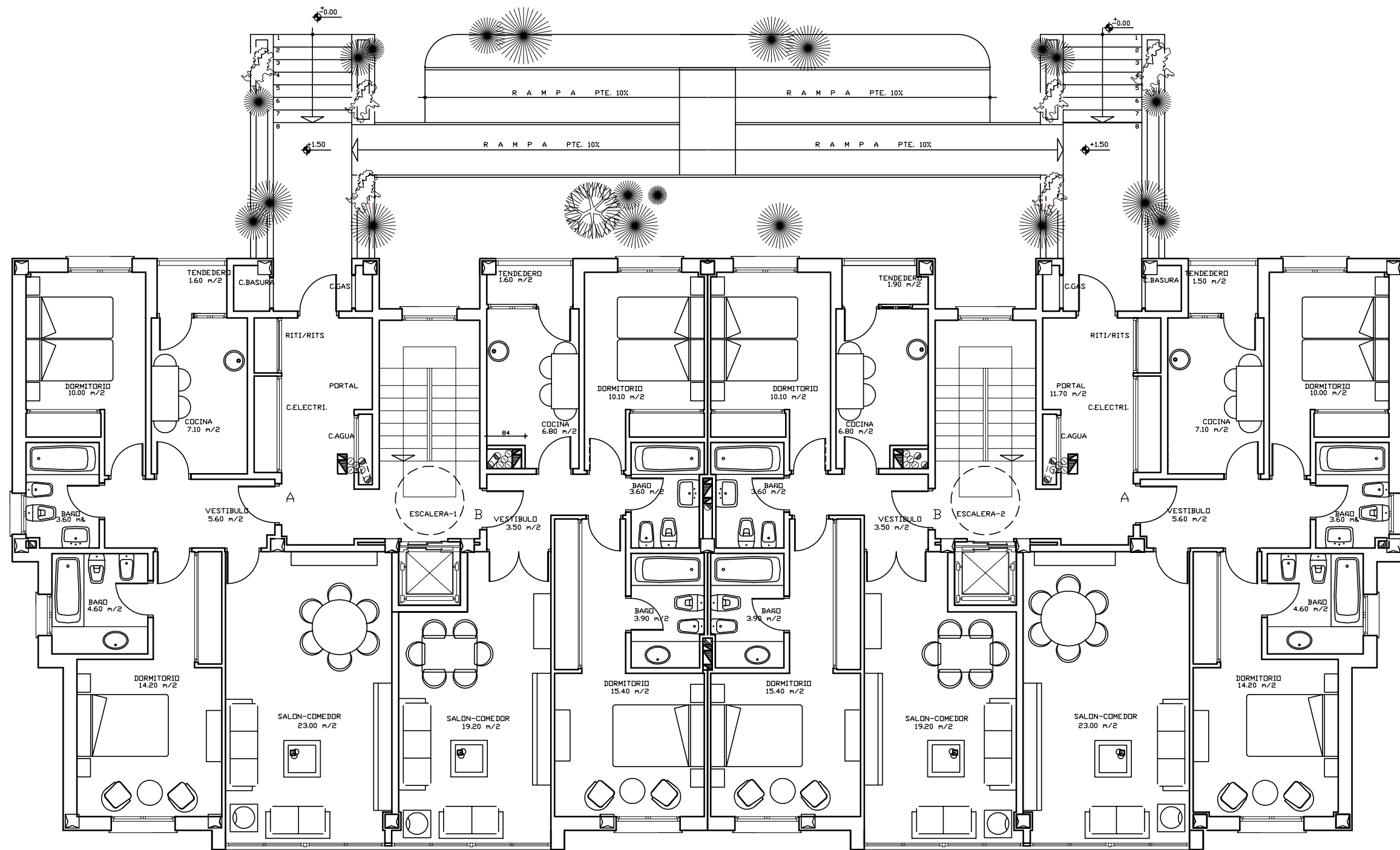
FECHA:
DICIEMBRE 2010

ALUMNO: JOSÉ ALBERTO HERRERUELA MARTÍN

TUTOR: PEDRO A. RODRÍGUEZ AUMENTE

Nº PLANO:

1.1



PLANTA BAJA

PROYECTO FINAL DE CARRERA:

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA MULTIPROPÓSITO
PARA UN EDIFICIO DE VIVIENDAS EN SANTANDER



UNIVERSIDAD
CARLOS III DE MADRID

PLANO:
PLANTA BAJA

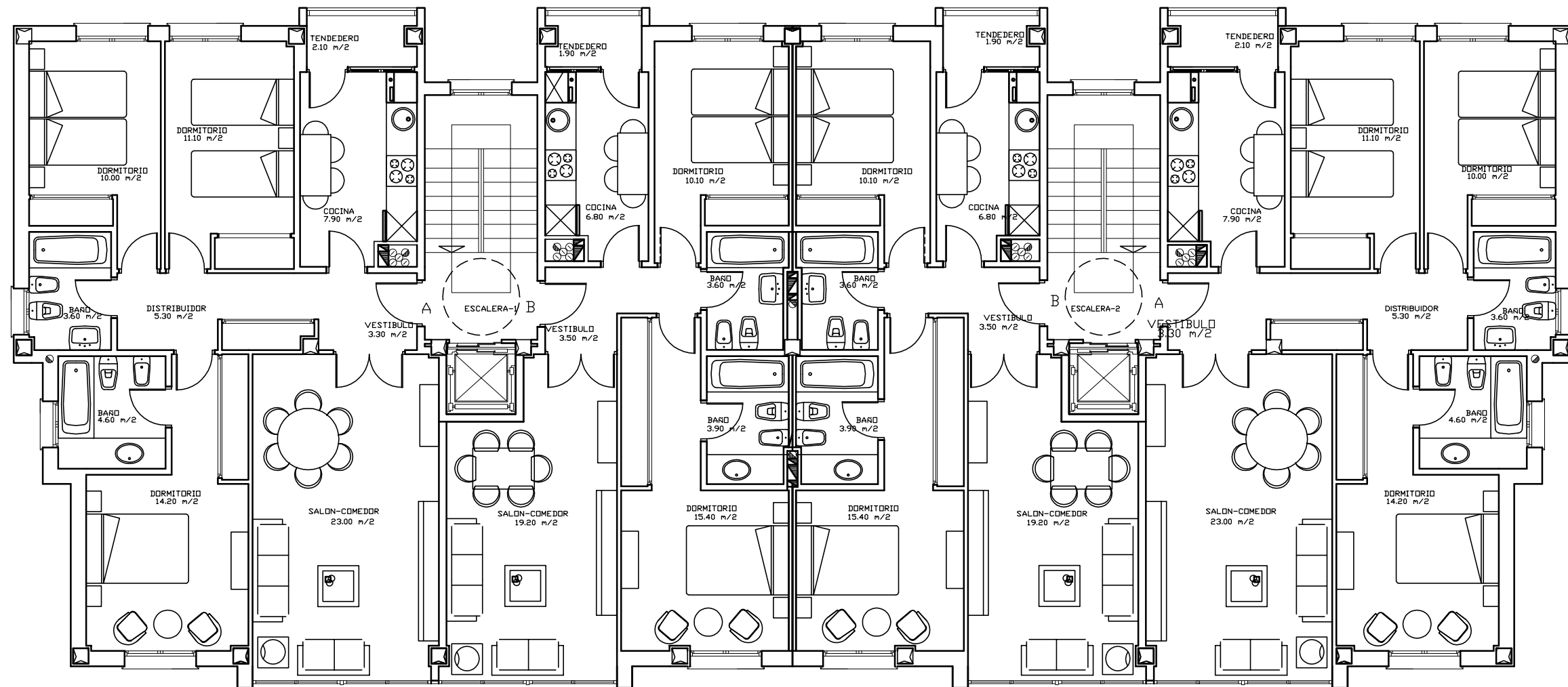
ESCALA:
1/100

FECHA:
DICIEMBRE 2010

ALUMNO: JOSÉ ALBERTO HERRERUELA MARTÍN

TUTOR: PEDRO A. RODRÍGUEZ AUMENTE

Nº PLANO:
1.2.



PLANTA TIPO

PROYECTO FINAL DE CARRERA:

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA MULTIPROPÓSITO
PARA UN EDIFICIO DE VIVIENDAS EN SANTANDER



UNIVERSIDAD
CARLOS III DE MADRID

PLANO:
PLANTA TIPO

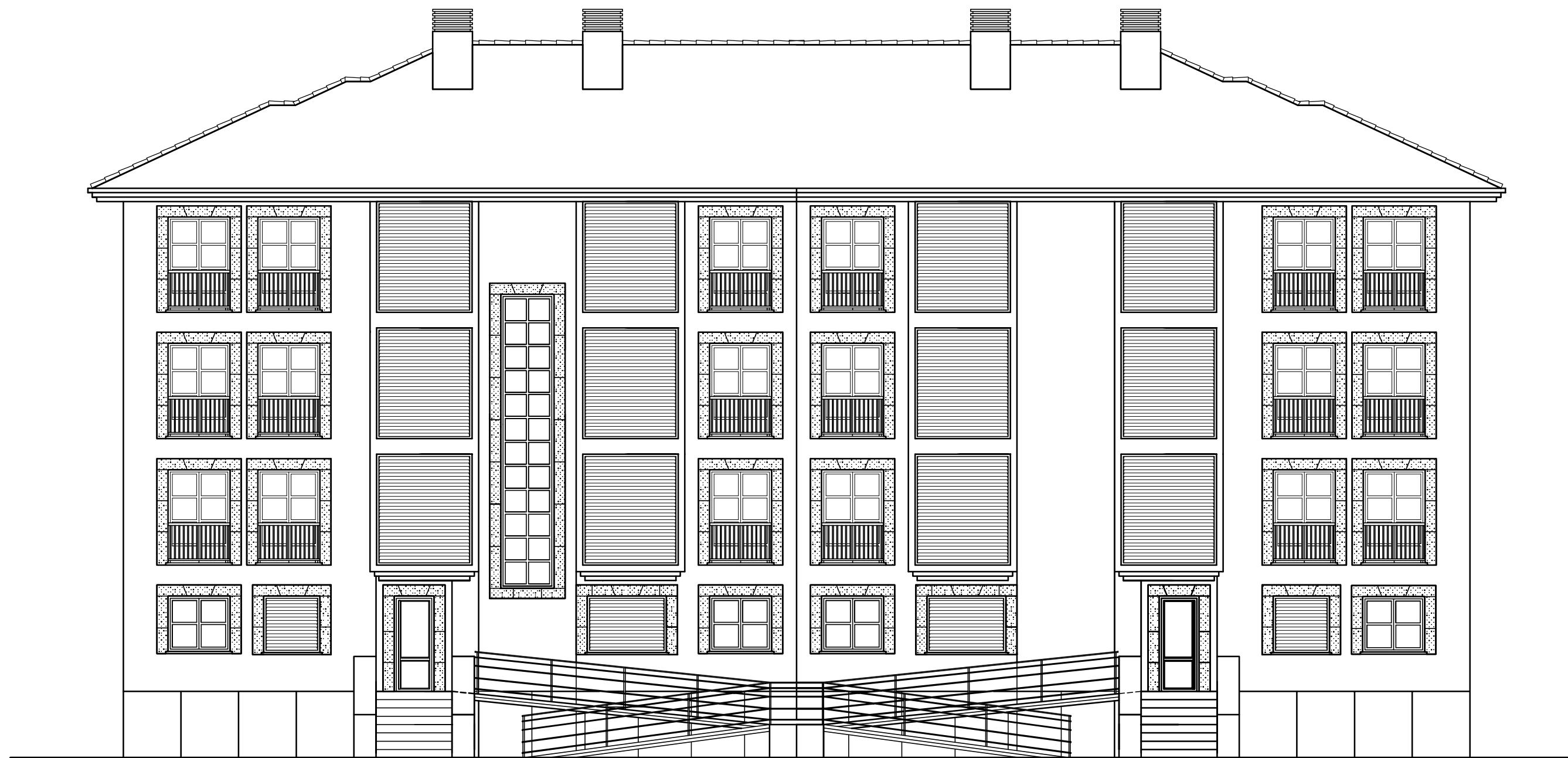
ESCALA:
1/100

FECHA:
DICIEMBRE 2010

ALUMNO: JOSÉ ALBERTO HERRERUELA MARTÍN

TUTOR: PEDRO A. RODRÍGUEZ AUMENTE

Nº PLANO:
1.3.



ALZADO PRINCIPAL

PROYECTO FINAL DE CARRERA:

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA MULTIPROPÓSITO
PARA UN EDIFICIO DE VIVIENDAS EN SANTANDER



UNIVERSIDAD
CARLOS III DE MADRID

PLANO:
ALZADO PRINCIPAL

ESCALA:
1/100

FECHA:
DICIEMBRE 2010

ALUMNO: JOSÉ ALBERTO HERRERUELA MARTÍN

TUTOR: PEDRO A. RODRÍGUEZ AUMENTE

Nº PLANO:
1.4.



ALZADO POSTERIOR

PROYECTO FINAL DE CARRERA:

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA MULTIPROPÓSITO
PARA UN EDIFICIO DE VIVIENDAS EN SANTANDER



UNIVERSIDAD
CARLOS III DE MADRID

PLANO:
ALZADO POSTERIOR

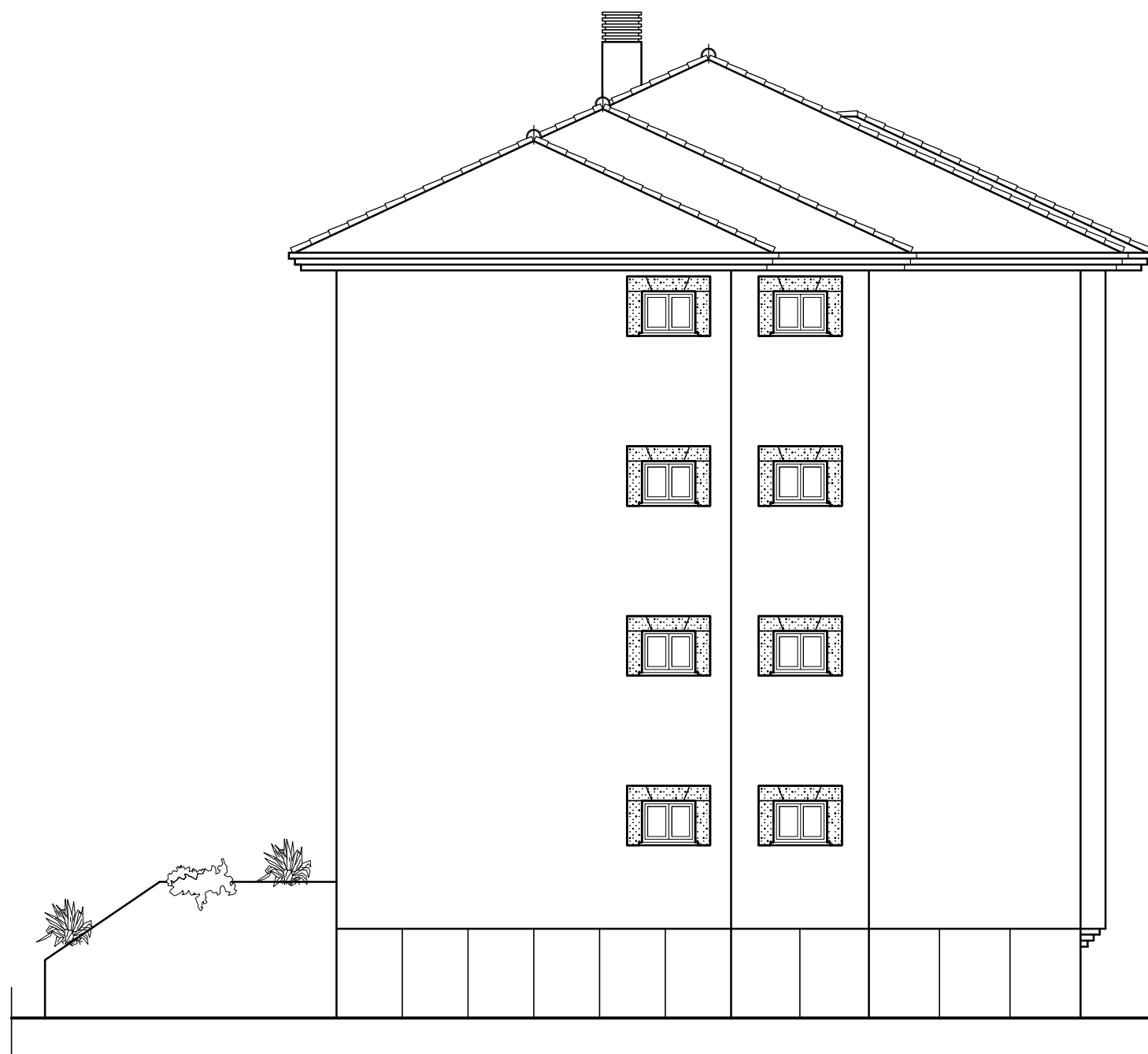
ESCALA:
1/100

FECHA:
DICIEMBRE 2010

ALUMNO: JOSÉ ALBERTO HERRERUELA MARTÍN

TUTOR: PEDRO A. RODRÍGUEZ AUMENTE

Nº PLANO:
1.5.



ALZADO LATERAL

PROYECTO FINAL DE CARRERA:

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA MULTIPROPÓSITO
PARA UN EDIFICIO DE VIVIENDAS EN SANTANDER



UNIVERSIDAD
CARLOS III DE MADRID

PLANO:
ALZADO LATERAL

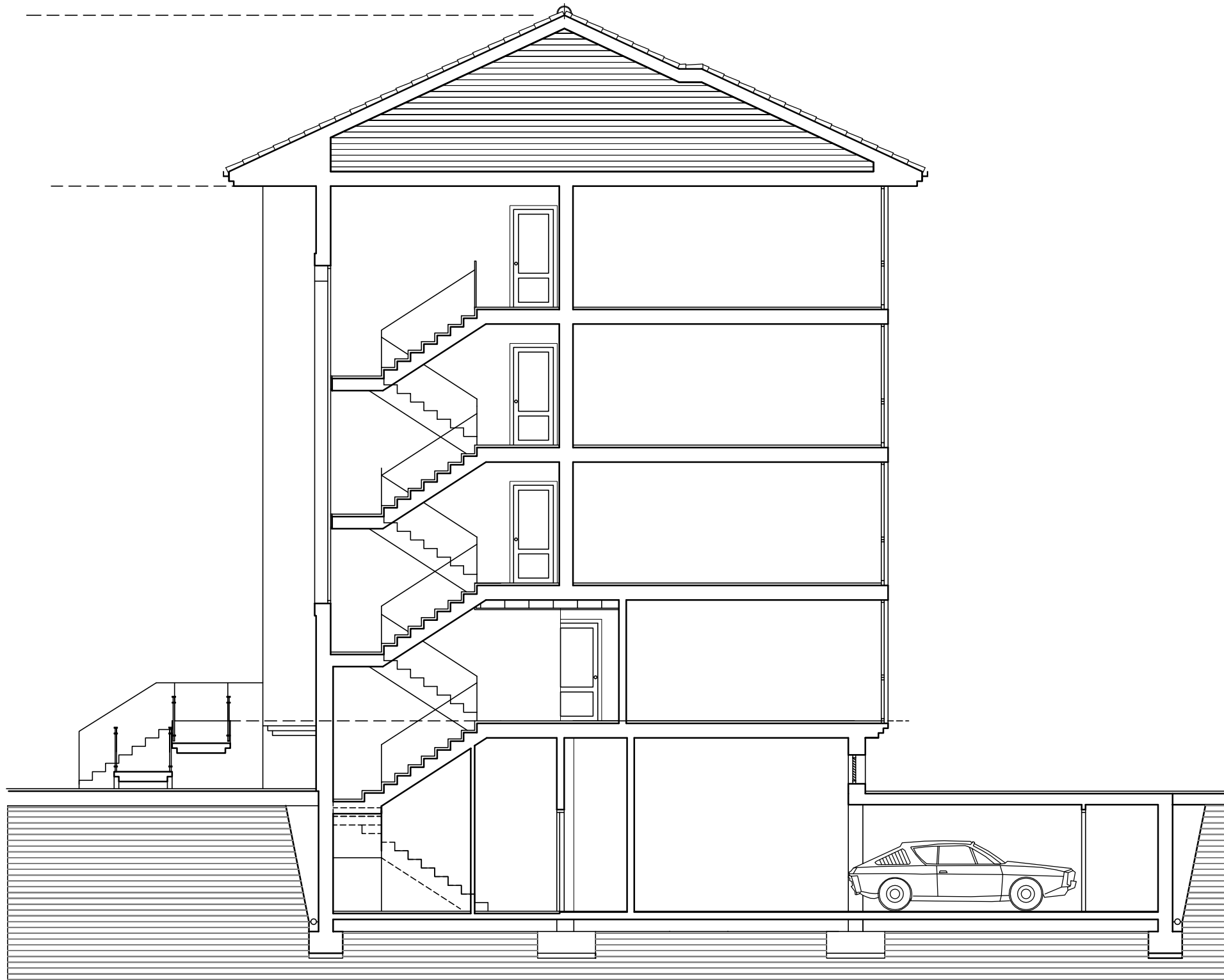
ESCALA:
1/100

FECHA:
DICIEMBRE 2010

ALUMNO: JOSÉ ALBERTO HERRERUELA MARTÍN

TUTOR: PEDRO A. RODRÍGUEZ AUMENTE

Nº PLANO:
1.6.



SECCIÓN AA

PROYECTO FINAL DE CARRERA:

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA MULTIPROPÓSITO
PARA UN EDIFICIO DE VIVIENDAS EN SANTANDER



UNIVERSIDAD
CARLOS III DE MADRID

PLANO:
SECCIÓN AA

ESCALA:
1/100

FECHA:
DICIEMBRE 2010

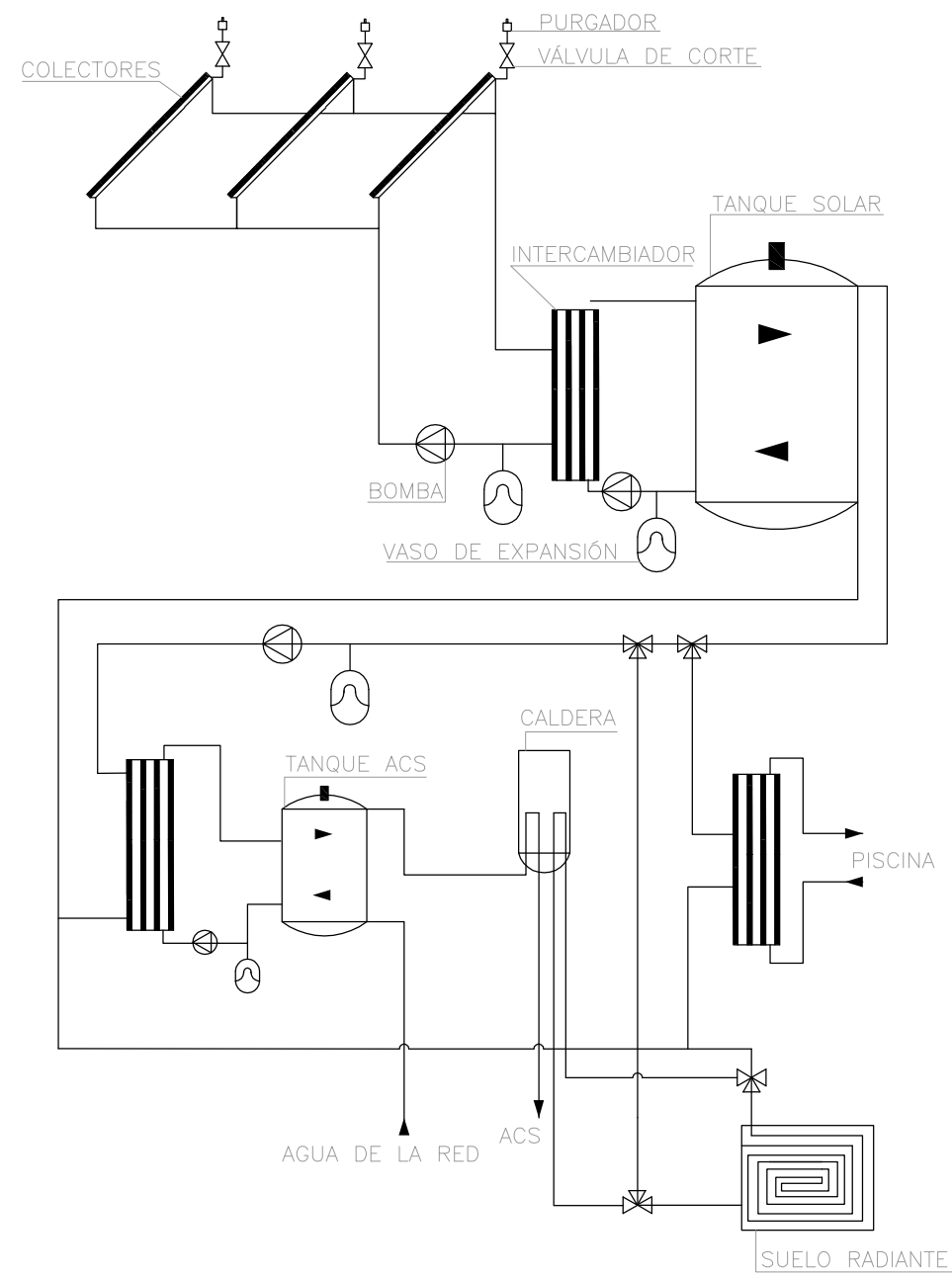
ALUMNO: JOSÉ ALBERTO HERRERUELA MARTÍN

TUTOR: PEDRO A. RODRÍGUEZ AUMENTE

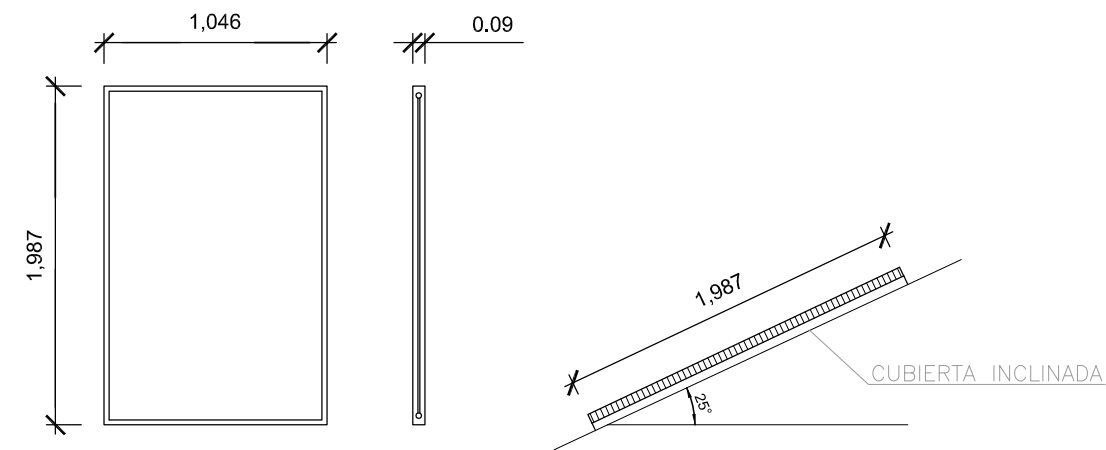
Nº PLANO:

1.7.

ESQUEMA DE LA INSTALACIÓN



COLECTOR SOLAR
MODELO AGILA FK 100 (AGILA SOLAR GmbH)



PROYECTO FINAL DE CARRERA:
DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA MULTIPROPÓSITO
PARA UN EDIFICIO DE VIVIENDAS EN SANTANDER



PLANO: DETALLES DE INSTALACIÓN | ESCALA: S/E

FECHA: DICIEMBRE 2010

ALUMNO: JOSÉ ALBERTO HERRERUELA MARTÍN
TUTOR: PEDRO A. RODRÍGUEZ AUMENTE

Nº PLANO: 2.1.

Anexo 5 Hojas de características.

Hojas de características 1. Sistemas de almacenamiento

Hojas de características 2. Sistemas de intercambio

Hojas de características 3. Sistemas de bombeo

Hojas de características 4. Sistema eléctrico y de control

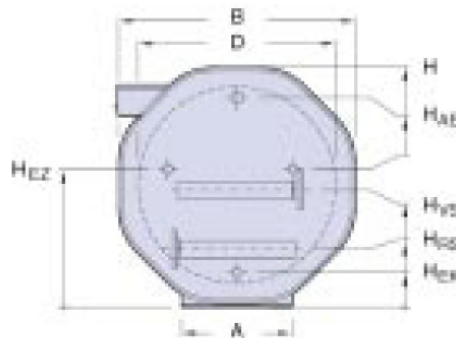
Hojas de características 5. Sistemas de calefacción

Hojas de características 6. Sistema de energía auxiliar

Hojas de características 7. Colectores

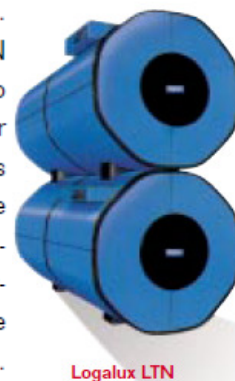
Hojas de características 1. Sistemas de almacenamiento

Logalux	L2TN800	L2TN1100	L2TN1500	L2TN1900	L2TN2400	L2TN2900	L2TN3400	L2TN3900
Capacidad del acumulador (l)	800	1100	1500	1900	2400	2900	3400	3900
Altura del acumulador H (mm)	1680	2030	2030	2230	2430	2930	2930	2930
Ancho (mm)	810	1000	1000	1100	1200	1450	1450	1450
Largo (mm)	1600	1510	1910	1910	2405	2150	1570	2970
Peso (kg)	682	762	968	1066	1784	2331	2641	2961
Potencia de funcionamiento a caudal continuo 45°C (kw)	200	200	296	296	450	596	780	780
Índice de potencia 60°C	53	62	118	127	226	322	478	504



Logalux LTN 400-3000 y acumuladores dobles Logalux L2TN800-6000

Acumulador con intercambiador de calor de tubos vitrificados, reemplazables. Apilables hasta tres acumuladores, respectivamente existiendo variantes para trabajar con agua caliente, vapor o agua sobrecalentada. Protección anticorrosión según DIN 4753-3 mediante el termovitrificado Duoclean MKT y ánodo inerte. A partir de 2000 litros el equipo lleva 2 ánodos inertes. Aislamiento de 90 mm. de espesor y espuma rígida de poliuretano inyectado libre de clorofluorocarburos (CFC). Resistente al agua de mar con una capa protectora adicional.



Logalux LTN

Hojas de características 2. Sistemas de intercambio

LUMELCO

Energía Solar Térmica

2009
Tarifa
Energía Solar
Térmica

Intercambiadores

Los intercambiadores de calor de placas soldadas, son utilizados para transferencia de calor en todo tipo de aplicaciones de calefacción, ACS (Agua Caliente Sanitaria), calentamiento de piscinas, distintos procesos industriales, etc.

El intercambiador está compuesto por finos paneles de acero inoxidable ondulado que son soldados al vacío, utilizando cobre o níquel como materiales de soldadura. Este material cierra y mantiene unidos los paneles en los puntos de contacto, garantizándose un óptimo rendimiento de transferencia de calor y resistencia de presión.

El principio base de flujo es paralelo y en contracorriente para obtener el más eficaz proceso de transferencia de calor. Las conexiones están posicionadas en un lado del intercambiador de calor, lo que facilita la instalación.

El aislamiento del intercambiador de calor lo protege de las pérdidas térmicas y se monta y desmonta fácilmente. El material aislante utilizado es poliuretano, de una conductividad térmica de 0,031 W/mK, que resiste una temperatura máxima de 140°C.

La calidad de los intercambiadores de calor de placas, está garantizada de conformidad con el certificado DIN ISO9001.

Selección Intercambiadores

Modelo	Dimensiones (mm) (A x B x C) (ver esquema)	Potencia (kW)	Para un N° de colectores máximo de		
			Thermomax 20/30	ST-2000 y STEEL 2000	ST-2500 y STEEL 2500
CB14-20	55 x 78 x 208	10	10/6	10	8
CB27-24M	67 x 111 x 310	25	25/16	26	20
CB76-20M	67 x 191 x 618	50	50/33	54	42
CB76-30M	96 x 191 x 618	75	75/50	82	64
CB76-40M	124 x 191 x 618	100	100/66	110	86

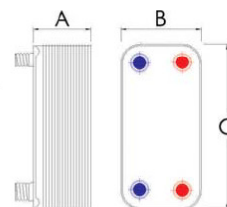
Aislamiento: Poliuretano / cobertura ABS azul • 30 mm de espesor • 140°C de temperatura máxima

Aislamiento



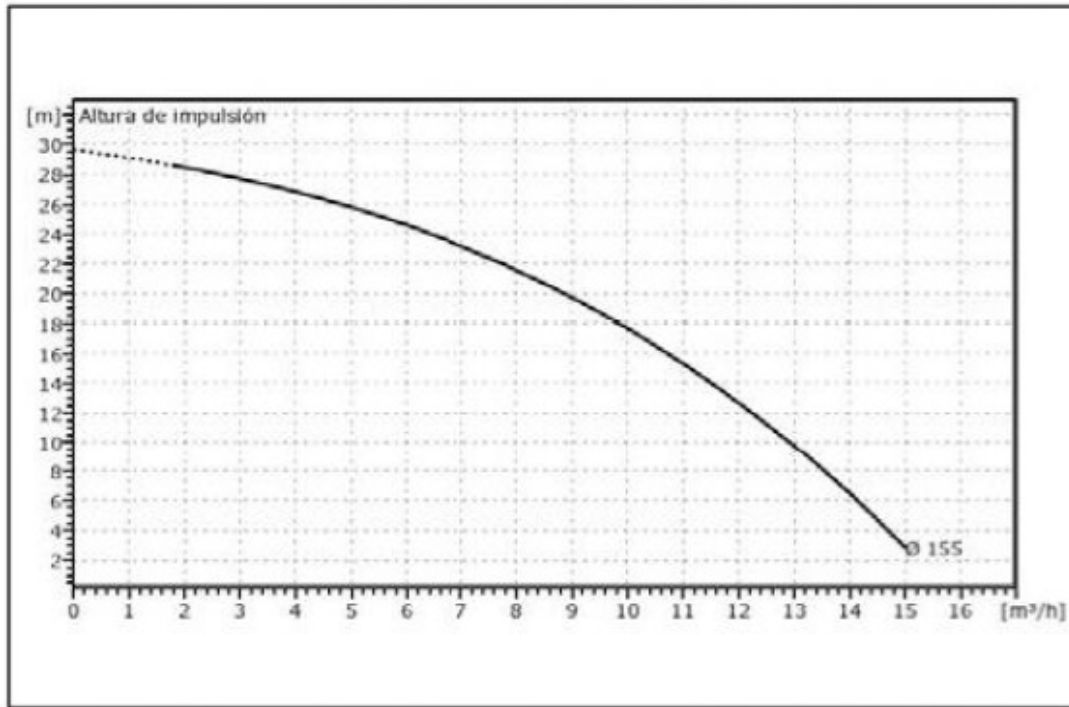
Modelo
CB14-20
CB27-24M
CB76-20M
CB76-30M
CB76-40M

Esquema Dimensiones

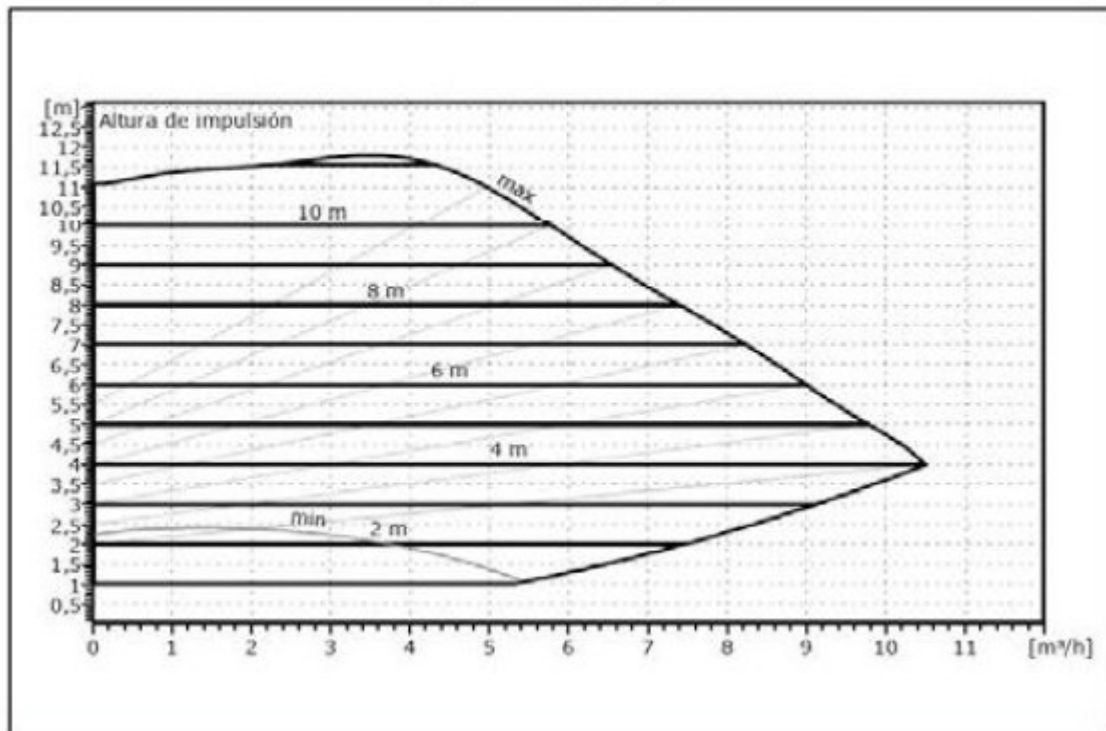


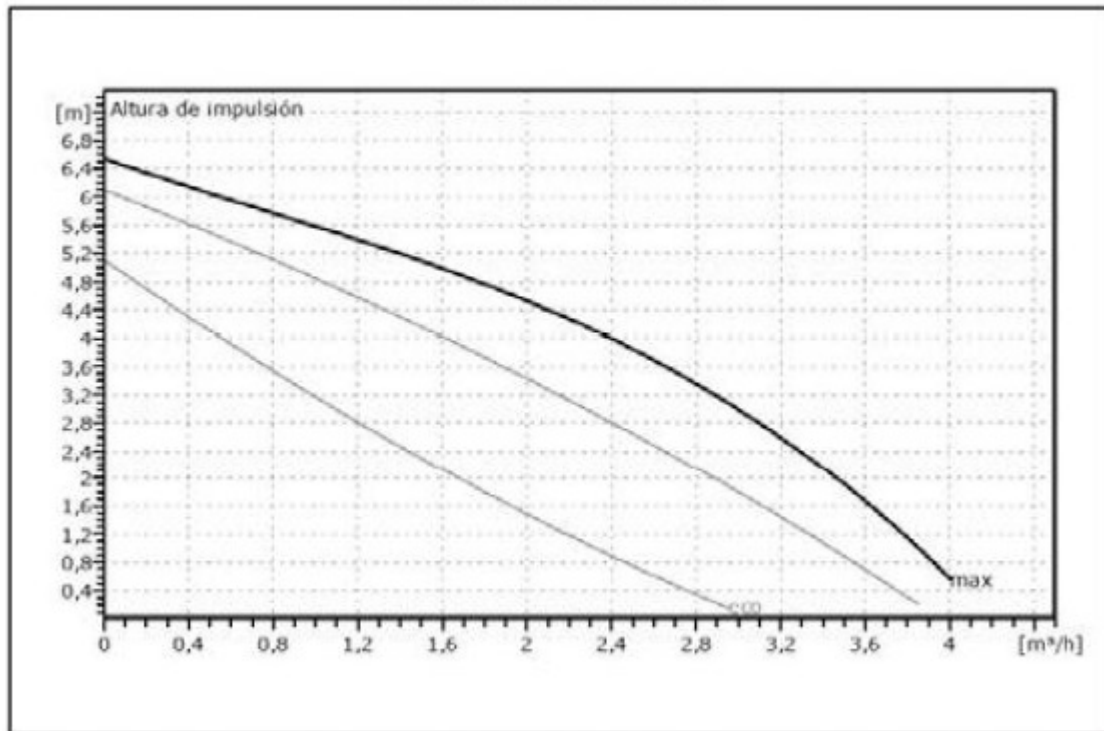
Hojas de características 3. Sistemas de bombeo

WILO IPL 32/160-1.1/2



WILO STRATOS 30/1-12



WILO STAR ST 25/7

Hojas de características 4. Sistema eléctrico y de control

Manual de montaje



2.1 Datos técnicos

Datos eléctricos:

Tensión	230VAC +/- 10%
Frecuencia	50...60Hz
Potencia	2VA
Potencia conexión	
Relé electrónico R1	min.20W...max.120W para AC3
Relé mecánico R2	460VA para AC1 / 185W para AC3
Fusible interno	2A inerte 250V
Protección	IP40
Clase de protección	II
Entradas de sensores	3 x Pt1000
Rango de medición	-40°C bis 300°C

Condiciones admisibles del ambiente:

Temperatura ambiental	
en operación	0°C...40°C
en transporte, almacenaje	0°C...60°C
Humedad	
en operación	max. 85% humedad rel. a 25°C
en transporte, almacenaje	condensaciones no son admisibles

Otros datos y dimensiones

Carcasa	2 partes, plástico ABS
Formas de montaje	sobre pared, en cuadro electr. opcional
Dimensiones total	163mm x 110mm x 52mm
Dimensiones (corte)	157mm x 106mm x 31mm
Pantalla	100% gráfica 128 x 64 puntos
Diodo luminoso	multicolores
Manejo	4 Teclas

Sensores de temperatura:	(excluidos del suministro)
Sensor caldera o captador	Pt1000, p.ej. sumergible TT/S2 hasta 180°C
Sensor acumulador	Pt1000, p.ej. sumergible TT/P4 hasta 95°C
Sensor de contacto	Pt1000, p.ej. sumergible TR/P4 hasta 95°C
Cables de los sensores	2x0.75mm ² hasta max. 30m

Tabla de las resistencias según temperatura de sensores Pt1000

°C	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Ω	1000	1039	1077	1116	1155	1194	1232	1270	1308	1347	1385

Hojas de características 5. Sistemas de calefacción

Sistema clásico de calefacción

Distribuidor para suelo radiante. CLASICO

Descripción

Distribuidor completo para suelo radiante de 2 a 5 circuitos , compuesto de :

Colector de impulsión con **válvulas de 2 vías** y fijación para accionamientos electrico en cada circuito.

Colector de retorno con **medidores de caudal** de regulación integrada en cada circuito.

Purgador automático, sistema de llenado y prueba.Soportes para fijación en caja o pared, y adaptadores **para tubo Ø16x1,8-2**.

De 6 a 12 circuitos:

Incluye además de los elementos descritos anteriormente, una estación de tratameitno "ESTRATO"compuesta de separador de aire/gases, separador de sólidos en suspensión y opcionalmente puede insorporar un capturaror magnético y ánodo de sacrificio.Temperatura máxima de trabajo 60°C.

Datos técnicos

Material de los colectores: TERMOPLASTICO.

Válvulas de latón con eje de INOX fuera de agua.

Juntas: EPDM.

Caudalímetros: Con escala de medición.

Conexión: T.L. 1 1/4".

Presión diferencial: 0,4 Bar.

Artículo	Denominación	Embalaje
SU100.902	Distribuidor CLASICO 2 circuitos	unidad
SU100.903	Distribuidor CLASICO 3 circuitos	unidad
SU100.904	Distribuidor CLASICO 4 circuitos	unidad
SU100.905	Distribuidor CLASICO 5 circuitos	unidad

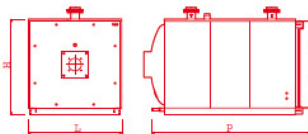
Hojas de características 6. Sistema de energía auxiliar



Calderas de Centrales

EN ACERO, DE ALTO RENDIMIENTO, CON RECORRIDO DE HUMOS PRESURIZADO E INVERSIÓN DE LLAMA Y GEOMETRÍA RADIAL

- Configuración de la caldera: cámara de combustión horizontal con haz de tubos de intercambio convectivo radial.
- Puerta de cierre con predisposición indistinta a izquierda o derecha
- Potencia nominal: 56 - 4.497 kW
- Acoplamiento con quemadores presurizados de gasóleo o gas, de una, dos etapas o modulantes, suministrados en embalaje separado de la caldera.
- Cuadro de mandos estándar o climático
- Presión de trabajo: 5 bar
- Aislamiento del cuerpo de caldera con manta de lana mineral
- Turbuladores registrables en acero
- Cuerpo de caldera en acero
- Paneles externos en acero.



CÓDIGO	ARTÍCULO	kW (nominal)			kW (útil)			
PRECIO (€)	L (mm)	P (mm)	H (mm)	PESO (kg)				
04710166	THE/Q 166	116÷166	107,4÷152,9	1.882,00	845	1205	840	213

Precios con quemador de GAS sin cuadro de mandos

CÓDIGO	ARTÍCULO	kW (nominal)	PRECIO (€)
03702104	THE/Q 80 GT2 MTN	56÷80	3.091,00

CUADROS DE MANDO combinables

CÓDIGO	ARTÍCULO	PRECIO (€)	1 etapa	2 etapas	Modulante	Calefacción	A.C.S.	1 caldera	2 calderas	Climático	Cascada
078896	TBOX R1	172,00	•			•		•			
078898	TBOX E2	386,00	•	•		•	•	•			
078902	TBOX C3	755,00	•	•	•	•	•	•		•	MASTER
078904	TBOX CS3 (*)	615,00	•	•	•	•		•		•	ESCLAVO
03423031	TBOX CM	1.094,00	•	•	•	•	•	•		•	

Hojas de características 7. Colectores

Solar Collector Factsheet

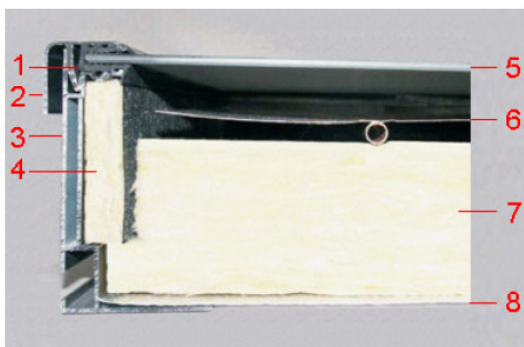
Agila Solar Agila FK 100



Modelo	Agila FK 100
Tipo	Colector plano
Fabricante	Agila Solar GmbH
Dirección	Gerhard-Kindler-Str. 8
	DE-72770 Reutlingen
Teléfono	+49 172 71 80 102
Telefax	+49 7121 14 59 349
Email	info@agila-solar.de
Internet	www.agila-solar.de
Fecha de ensayo	06.2002

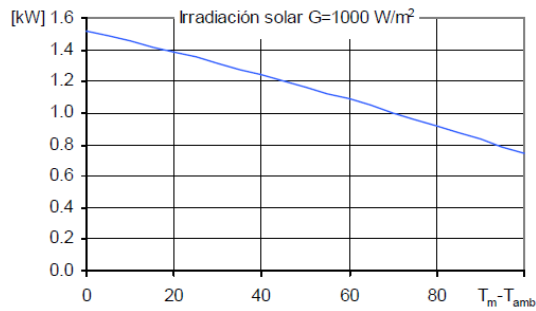
- ☒ Ensayo de rendimiento EN12975:2001
- ☐ Ensayo de durabilidad EN12975:2001

Dimensiones		Datos técnicos	
Longitud total	1.987 m	Caudal mínimo	36 l/h
Anchura total	1.046 m	Caudal nominal	80 l/h
Superficie bruta	2.078 m ²	Caudal máximo	300 l/h
Área de apertura	1.903 m ²	Contenido de fluido	1.1 l
Área de absorbedor	1.903 m ²	Presión máxima de operación	10 bar
Peso vacío	39 kg	Temperatura de estancamiento	-- °C
Montaje del captador		Informaciones adicionales	
<input checked="" type="checkbox"/> En tejado con inclinación		<input type="checkbox"/> Módulos disponibles en diversos tamaños	
<input checked="" type="checkbox"/> Integrado en tejado con inclinación		<input type="checkbox"/> Cubierta intercambiable	
<input checked="" type="checkbox"/> Sobre tejado plano con estructura		Conexiones hidráulicas	
<input checked="" type="checkbox"/> A la fachada		Tubo de cobre, diámetro nominal 18 mm	
Construcción			



- 1 Perfil de junta
- 2 Perfil del soporte del vidrio
- 3 Caja
- 4 Aislamiento térmico lateral
- 5 Cubierta
- 6 Absorbedor
- 7 Aislamiento térmico
- 8 Pared posterior

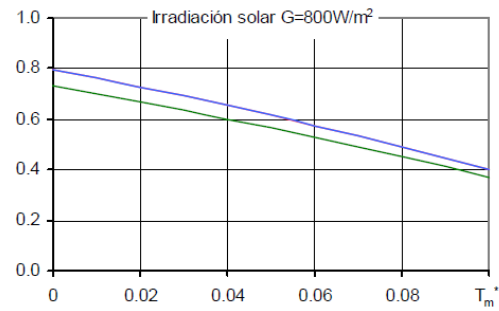
Rendimiento máximo W_{peak}



Rendimiento máximo W_{peak} 1519 W
 Capacidad térmica* 5.2 kJ/K
 Caudal usado para los ensayos 280 l/h
 Fluido de transferencia de calor Agua-Glicol 33.3%

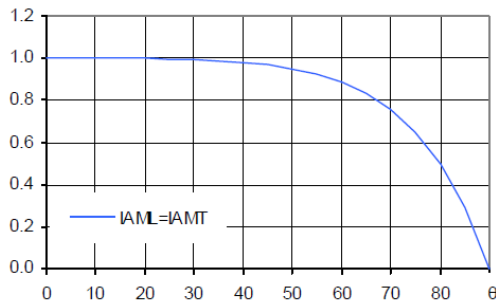
*) Capacidad térmica específica C del captador sin líquido, determinado según 6.1.6.2 del EN12975-2:2001

Eficiencia relativa η



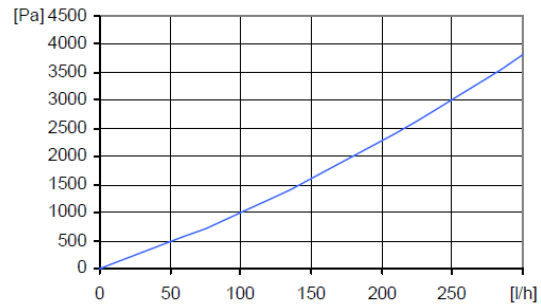
Área referencia	Total	Apertura	Absorbedor
η_0	0.731	0.798	0.798
a_1 [WK ⁻¹ m ⁻²]	3.06	3.34	3.34
a_2 [WK ⁻² m ⁻²]	0.0069	0.0075	0.0075

Modificador del ángulo IAM



K1, transversal IAM a 50° 0.95
 K2, longitudinal IAM a 50° 0.95

Caída de presión Δp



Caída de presión para caudal nominal:
 $\Delta p = 781$ Pa (T=20°C)